Manuel de formation

Technique frigorifique/ Climatisation



12/2003

Table des matières

Sommaire des illustrations

1 Bases de la thermodynamique

2 Le cycle du fluide frigorigène - Bases

3 Fonction des éléments principaux du circuit du fluide frigorigène

4 Élements du circuit du fluide frigorigène

Introduction

Contenu et objectif

Ce manuel de formation est destiné à venir en aide au personnes spécialisées dans les travaux de montage et de maintenance effectués sur les climatiseurs de voitures automobiles, camions et autobus.

Nous nous sommes fixés pour objectif dans un premier temps de décrire, en nous basant sur les principes les plus importants de la thermodynamique, les tâches et les fonctions des quatre éléments les plus importants d'une installation frigorifique, à savoir le compresseur, le condenseur, la soupape de détente et l'évaporateur. Le chapitre traitant de ces constituants est destiné à expliquer la structure et le fonctionnement des éléments principaux ainsi que celui de tous les autres éléments d'une installation frigorifique. Le chapitre portant sur les constructions industrielles aborde la chaîne de sécurité et les différents possibilités de réglage de puissance. Le chapitre sur la mise en exploitation décrit les moyens nécessaires à la mise en service des appareils ainsi que les informations importantes concernant une mise en service optimale d'une installation frigorifique. Le chapitre traitant de la recherche des pannes décrit les procédures détaillées à respecter dans les recherches de pannes et les différentes possibilités de pannes.

Propositions d'améliorations et de modifications

Toutes réclamations, améliorations ou propositions destinées à l'amélioration du manuel de formation devront être envoyées à l'adresse suivante:

Webasto Thermosysteme GmbH
Abt. Technische Dokumentation
D-82131 Stockdorf

Téléphone:0 89 / 8 57 94 - 5 42
Téléfax: 0 89 / 8 57 94 - 7 57

Ces documents ont été élaborés par la société:

Test- und Weiterbildungszentrum Wärmepumpen und Kältetechnik
TWK GmbH
Floridastraße 1
D-76149 Karlsruhe

Téléphone:07 21 / 9 73 17 - 0
Téléfax: 07 21 / 9 73 17 - 11

1 Les bases de la thermodynamique

1.1 Introduction

La technique frigorifique est une partie constituante de la thermodynamique qui traite du comportement des corps solides, liquides et gazeux.

„Thermo“ Chaleur
„Dynamique“ Science des mouvements

La thermodynamique étudie donc les „mouvements thermiques“ ou „browniens“ (alimentation et conduction de la chaleur). A vrai dire, la notion de “froid“ en thermodynamique n’existe pas, car le “froid“ n’est généré que lorsque la chaleur est transportée d’un endroit vers un autre endroit présentant une température plus élevée. Lors de ce processus, l’espace refroidi, la substance ou le corps possède toujours une capacité thermique, tant que la température est située au-dessus de -273,15 °C.

1.2 Température

La température d’une substance peut se concevoir comme une mesure permettant de saisir l’intensité des mouvements de particules de matière (atomes, molécules et groupes de molécules).

Dans les corps solides, les composants réticulaires vibrent autour d’un centre de vibration. Lorsque ce mouvement, à la suite d’un apport de chaleur, devient si intense qu’il parvient à surmonter les forces réticulaires. le réseau rigide se rompt. Le corps commence à fondre et devient liquide. Lors de ce processus, des forces complémentaires agissent toujours parmi les composants réticulaires. Un apport supplémentaire d’énergie thermique permet de surmonter ces forces et les molécules peuvent dès lors se mouvoir librement sous forme de vapeur ou de gaz dans l’espace. Une évacuation de la chaleur permet d’annuler ces changements d’état.

Toutes les propriétés physiques des corps variables avec la température (dilatation volumétrique, résistance électrique etc) conviennent à la ***thermométrie***.

La plupart des ***thermomètres*** sont basés sur la dilatation thermique des liquides, tels que le mercure et l’alcool. Il est nécessaire dans ce cas de déterminer une échelle de température.

Étant donné que certains processus physiques naturels ont toujours lieu à la même température lorsque les conditions sont identiques, on obtient dès lors des points de température fixes dont les plus connus sont le point de fusion de la glace et le point d’ébullition de l’eau.

Il est possible, quand on divise de façon adéquate la dilatation d’un liquide entre deux points fixes, d’obtenir une ***échelle de températures***. L’astronome suédois A. Celsius (1701 - 1744) fixa en 1742 une échelle de températures dénommée ***échelle de température Celsius***. Il utilisa à cet effet du mercure comme liquide et divisa l’échelle en 100 graduations identiques. Il fut dès lors possible de déterminer la valeur d’un degré Celsius. Un prolongement uniforme de l’échelle de température Celsius au-delà du point d’ébullition et au-dessous du point de congélation permet d’obtenir l’échelle de température adéquate pour toutes les plages de températures. Une telle échelle de températures, comme on le constate, est tout à fait arbitraire.

La température la plus basse que l’on puisse atteindre s’élève à -273,15 °C. Cette valeur est désignée sous le nom de ***zéro absolu***. L’échelle de température thermodynamique débute pour le zéro absolu par 0 K (***Kelvin***, ainsi dénommé d’après le physicien anglais W. Thomson, devenu plus tard Lord Kelvin, 1824 - 1904). Afin de tenir compte de cette particularité, une nouvelle valeur de référence a été introduite pour la température, à savoir la température ***thermodynamique***.

Le point zéro absolu ne peut jamais être atteint par transfert thermique, car la chaleur que possède un corps ne peut être cédée qu’à un corps ayant une température encore plus basse.

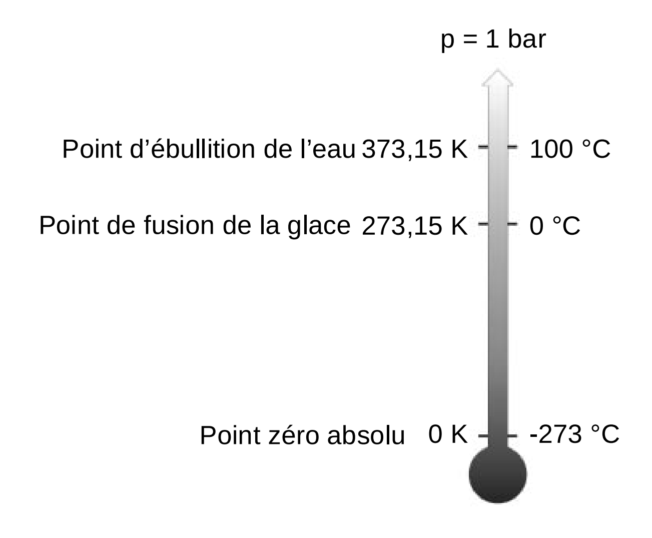


Fig. 1-1. Échelle de température Kelvin et Celsius

1.3 Pression

On entend par “pression“ la force agissant sur une unité de surface. Le comité international de métrologie a choisi le ***Pascal (Pa)*** comme ***unité de pression***. Cette unité est également qualifiée de Newton par m² (N/m²).

$$p = \frac{\text{Force } F}{\text{Surface } A} \quad \text{en Pa, } N/m^2$$

(Pascal, ainsi dénommé d’après B. Pascal, philosophe et mathématicien français, 1623 - 1662)

(Newton, ainsi dénommé d'après I. Newton, physicien anglais, 1643 - 1727)

L'unité légale dérivant du "Pascal", le "Bar" (bar), est également admise comme unité de pression.

Ill s'ensuit la conversion suivante:

1 bar = 100 000 Pa = 10^5 Pa
1 bar = 1 000 mbar

1.3.1 Pression atmosphérique

La ***pression atmosphérique p_{amb}*** est mesurée à l'aide d'un baromètre.

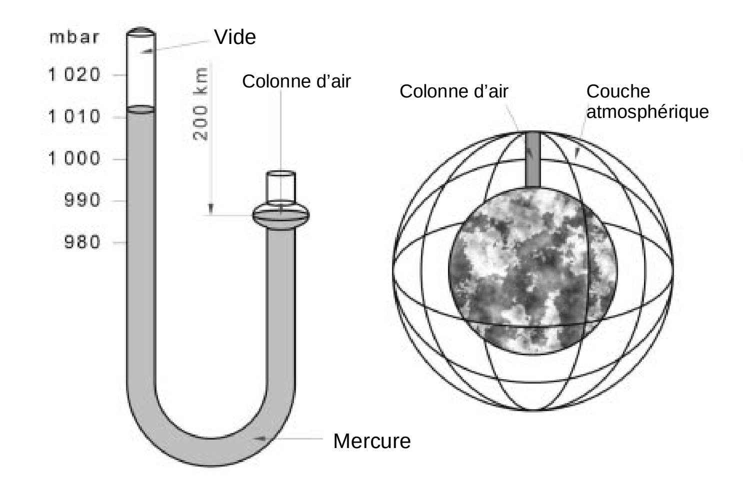


Fig. 1-2. Mesure de la pression atmosphérique à l'aide d'un baromètre

La terre est entourée d'une couche d'air de 200 km d'épaisseur environ; la densité de l'air (et partant la pression atmosphérique également) diminuent au fur et à mesure que la hauteur augmente. La pression engendrée par le poids de l'air sur la surface de la terre atteint en moyenne au niveau de la mer p_{amb} = 1,013 bar, ce qui correspond à une colonne de mercure de 760 mm.

La pression atmosphérique varie en fonction des conditions climatiques dans l'atmosphère:

– Lorsque l'on chauffe de l'air, celui-ci se dilate, monte dans l'atmosphère et se déplace latéralement en hauteur; la pression atmosphérique chute.

– L'air qui s'est refroidi en altitude redescend sur terre après avoir effectuer une certaine distance. L'air se comprime lors de ce déplacement et la pression atmosphérique augmente.

1.3.2 Surpression et pression absolue

La plupart des ***manomètres*** utilisés en pratique sont (pour des raisons économiques) des manomètres à surpression. Ils mesurent la ***surpression p_e*** par rapport à la pression ambiante (pression atmosphérique). Afin d'obtenir la ***pression absolue*** ("réelle") ***p_{abs}*** , il faut ajouter à l'indication du manomètre (p_e) la pression ambiante p_{amb}. La ***pression absolue*** est nécessaire pour les calculs et la détermination des données concernant la substance.

$$p_{abs} = p_{amb} + p_e \quad \text{en bar}$$

p_{abs} Pression absolue
p_{amb} Pression atmosphérique (pression ambiante)
p_e Surpression (indication manométrique)

Si une installation frigorifique est vidée, le manomètre à surpression indique une valeur négative. Il doit afficher 0 bar par rapport à l'air ambiant.

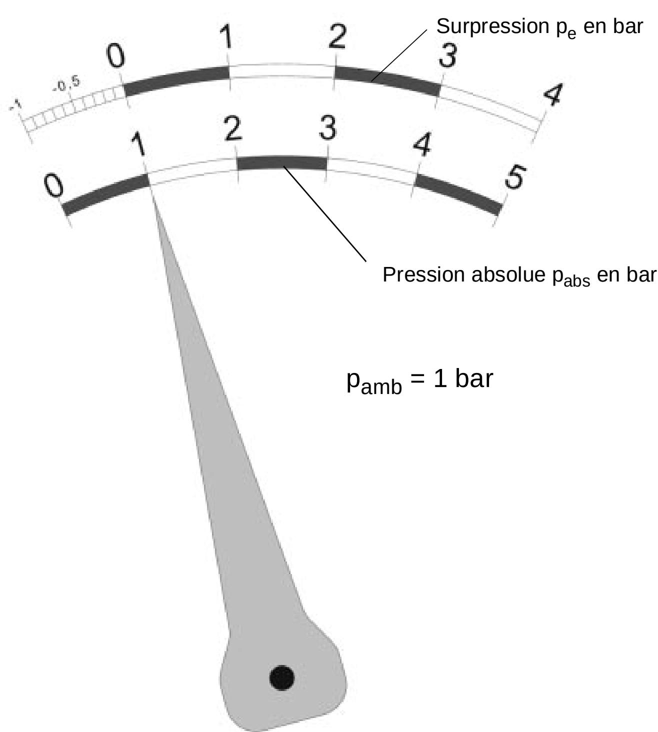


Fig. 1-3. Indication manométrique, pression absolue et surpression

Exemple

Une installation frigorifique nouvellement installée n'ayant été ni vidée, ni remplie de fluide frigorigène, indique une pression atmosphérique approximative de p_{amb} = 1 bar.

Le remplissage de l'installation avec un fluide frigorigène engendre dans l'installation une surpression p_e. Quelle serait la valeur de la pression absolue à l'intérieur de l'installation si elle était remplie à une surpression p_e = 3 bar ?

$$p_{abs} = p_{amb} + p_e = 1 \text{ bar} + 3 \text{ bar} = 4 \text{ bar}$$

Une "surpression" (surpression négative) est générée lorsque l'installation est vidée. Quelle est la valeur de la

pression absolue dans l'installation si elle est évacuée jusqu'à une pression située au-dessous de la pression atmosphérique de p_e = -0,6 bar?

$$p_{abs} = p_{amb} + p_e = 1 \text{ bar} - 0{,}6 \text{ bar} = 0{,}4 \text{ bar}$$

1.4 Enthalpie

L' ***Enthalpie H*** était désignée autrefois sous le nom de "capacité thermique". L'enthalpie indique combien de chaleur renferme une substance (par rapport à une température définie). Pour des raisons pratiques, la valeur "zéro" de l'enthalpie est la plupart du temps adaptée à l'échelle de températures Celsius. Elle se rapporte en général pour la vapeur d'eau à la température de 0 °C (273,15 K). ***L'enthalpie spécifique h*** se rapporte à 1 kg d'une substance définie.

L'eau à 0 °C a donc l'enthalpie spécifique h = 0 J/kg. Au-dessus de 0 °C, la valeur de l'enthalpie est positive et négative au-dessous de 0 °C.

Des tableaux et diagrammes permettent de fournir pour les fluides frigorigènes les valeurs nécessaires à l'enthalpie spécifique pour différents états ou températures.

1.5 Densité et volume spécifique

La ***densité*** ρ est la masse d'une matière par rapport à un volume de 1 m³.

$$\text{Densité } \rho = \frac{\text{Masse m}}{\text{Volume V}} \quad \text{en kg/m}^3$$

Le volume spécifique v est le rapport d'une substance à une masse de 1 kg.

$$\text{Volume spéc. v} = \frac{\text{Volume V}}{\text{Masse m}} \quad \text{en m}^3\text{/kg}$$

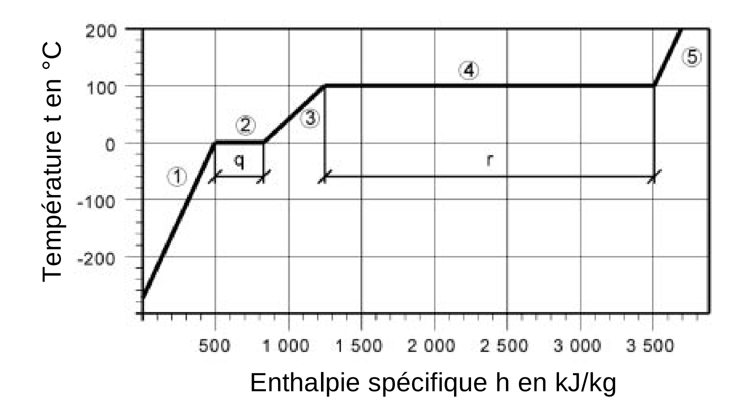
1.6 Changement d'état d'une substance

Une substance connaît plusieurs ***changements d'état*** lors d'une augmentation ou une diminution de la température. ***L'état*** dans lequel se trouve une substance dépend de sa température et de la pression exercée sur elle. Lors du changement d'état, la température reste constante aussi longtemps que toute la substance n'a pas été entièrement convertie dans un autre état.

Expérience virtuelle

Une substance solide reçoit un apport de chaleur. La température de la substance, dans un premier temps, augmente. Lorsque ***le point de fusion*** est atteint, la température reste constante et la substance commence à fondre. L'énergie calorifique nécessaire à la fusion d'une substance est appelée la ***chaleur de fusion q***. Lorsque toutes les particules de la substance ont quitté l'assemblage solide du réseau cristallin et peuvent se déplacer librement dans la matière en fusion, tout autre apport de chaleur entraîne une augmentation de la température. Elle augmente jusqu'à ce qu'un autre changement d'état soit atteint (le passage de l'état liquide à l'état gazeux). Ce phénomène est appelé ***évaporation*** et l'énergie nécessaire ***chaleur d'évaporation r.***.

La chaleur d'évaporation est, compte tenu de l'importance des forces de liaison importantes qui y sont générées dans un liquide, bien plus élevée que la chaleur de fusion.



q Chaleur de fusion
r Chaleur d'évaporation
1 Glace
2 Glace et eau
3 Eau
4 Eau et vapeur d'eau (vapeur humide)
5 Vapeur d'eau surchauffée

Fig. 1-4. Diagramme température-enthalpie pour l'eau à p = 1,013 bar

Les substances peuvent se présenter sous trois états (solide, liquide et gazeux). La vapeur fortement chauffée est appelée "gaz" (p.ex. l'air est dans un état fortement surchauffé dans les conditions ambiantes). Il n'existe jusqu'à présent aucun paramètre technique permettant d'affirmer à partir de quel état de surchauffe on est en présence d'un "gaz" ou d'une "vapeur".

1.6.1 Le diagramme de phase

L'eau s'évapore au niveau de la mer à une température de 100 °C. Il règne á ce niveau une pression ambiante p_{amb} = 1,013 bar.

Si L'eau reçoit au sommet d'une montagne un apport d'énergie calorifique, elle se mettra à bouillir à une température plus basse. Au sommet d'une montagne de 2000 m par exemple règne une pression ambiante p_{amb} de 0,8 bar environ. La température d'évaporation de l'eau à cette altitude est d'environ 93,5 °C.

Plus la pression exercée sur une substance est faible, plus les molécules s'arrachent avec facilité de l'assemblage qu'elles constituent et plus basse est par conséquent la température d'évaporation.

La dépendance des différents états d'une substance à la température et à la pression est représentée dans des ***diagrammes de phase***.

Les trois branches du diagramme délimitent des aires dans lesquelles ne peuvent exister que la phase solide ou seulement la phase liquide ou seulement la phase gazeuse. Au point de rencontre de ces trois aires, appelé également le point triple, les trois phases se juxtaposent. Il existe en certains points situés sur les courbes deux phases juxtaposées. La portion de la courbe située entre le point triple et le point critique est appelée ***courbe de pression de la vapeur*** du liquide ou encore la ***courbe d'ébullition***.

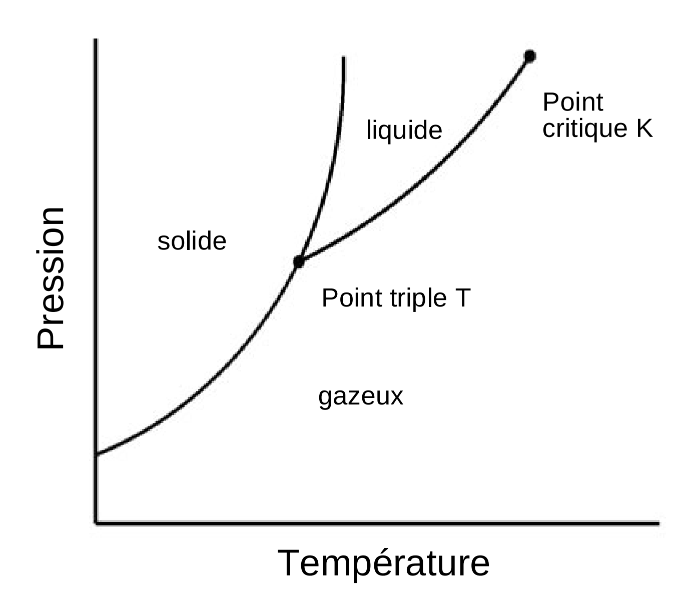


Fig. 1-5. Diagramme de phase d'un fluide frigorigène

Étant donné que les changements de phase d'une substance sont très importants dans le domaine de la technique frigorifique, nous traiterons ici en détail les différents états que l'eau peut revêtir.

Le long de la ***courbe de pression de la vapeur,*** l'eau et la vapeur se côtoient. Il est nécessaire, lorsque l'eau se transforme en vapeur d'eau, d'apporter une grande quantité de chaleur, afin que toutes les particules liquides puissent échapper à leur force de cohésion. Il arrive lors de ce processus qu'une partie se transforme déjà en vapeur, tandis que l'autre partie reste encore à l'état liquide.

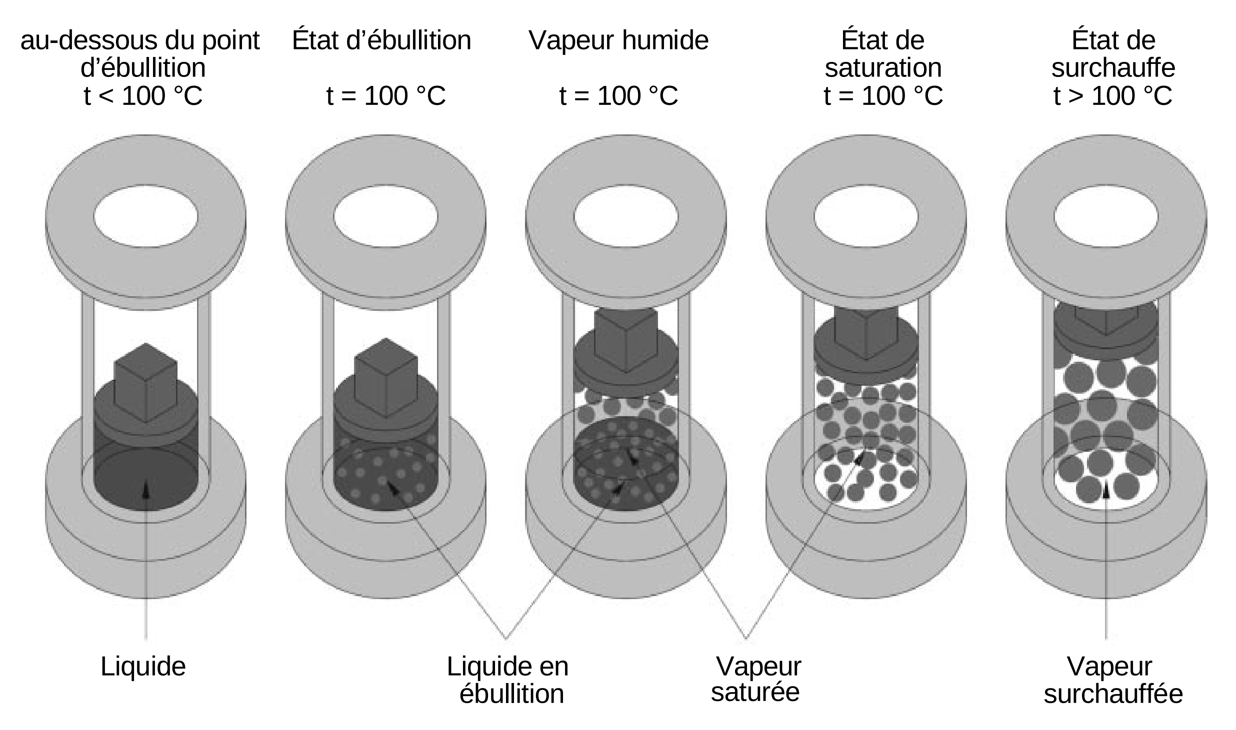


Fig. 1-6. Évaporation de l'eau à pression constante (p = 1,013 bar)

La vapeur présente au début de la formation de vapeur - vu qu'il existe encore du liquide - est appelée ***vapeur humide.*** La vapeur qui ne renferme plus aucune partie liquide et dont la température correspond à la température de fusion, est appelée ***vapeur saturée***. Lorsque la température de la vapeur augmente à la suite d'un apport calorifique, la vapeur est qualifiée de ***vapeur surchauffée.***

Cette conversion de phase décrite ci-dessus suit une évolution inverse lors du refroidissement de la vapeur surchauffée. La quantité d'énergie nécessaire à l'évaporation, à savoir l'***enthalpie d'évaporation*** , est aussi importante que la quantité d'énergie libérée lors de la condensation.

1.6.2 Courbe de pression de la vapeur

L'action combinée de la pression et de la température d'ébullition est représentée, pour les substances les plus importantes rencontrées dans les techniques frigorifiques, dans des ***tableaux de vapeur*** ou dans des ***courbes de pression de vapeur.*** La figure 1-7 montre une courbe de pression de vapeur pour le fluide frigorifique R134 a.

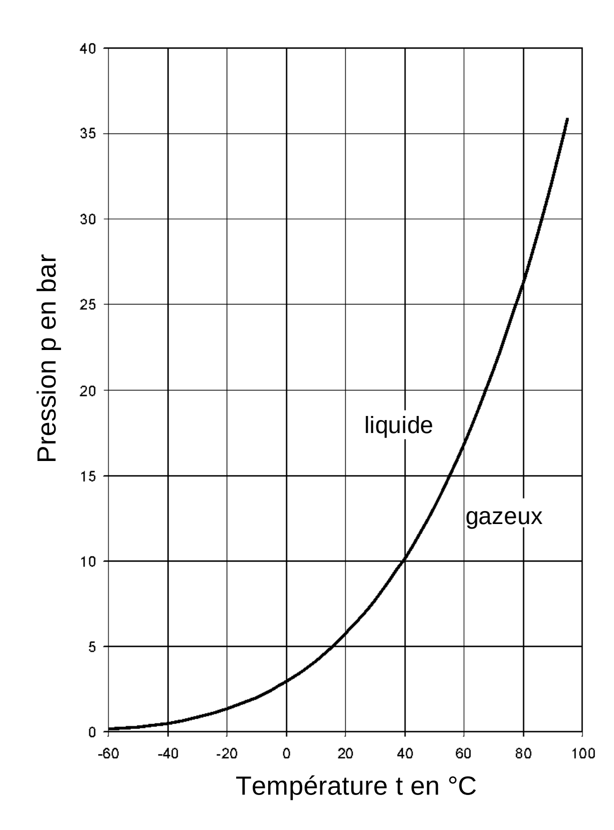


Fig. 1-7. Courbe de pression de la vapeur pou R 134a

Le tableau 1-1 représente une partie d'un tableau de vapeur humide de R 134 a :

Tableau 1-1. Tableau de vapeur humide de R 134a

Température de saturation t en °C	**Surpression** (Indication manométrique) p_e en bar	**Pression absolue** (p_{amb} = 1 bar) p en bar
-20	0,33	1,33
-10	1,01	2,01
0	1,93	2,93
10	3,15	4,15
20	4,72	5,72

Ces tableaux sont utilisés pour déterminer les températures d'évaporation et de condensation par mesure de la pression. ***Il est absolument nécessaire dans ce cas de tenir compte du fait que les indications manométriques se rapportent toujours à des pressions absolues !*** Vous trouverez en annexe un tableau détaillé des vapeurs pour R 134 a.

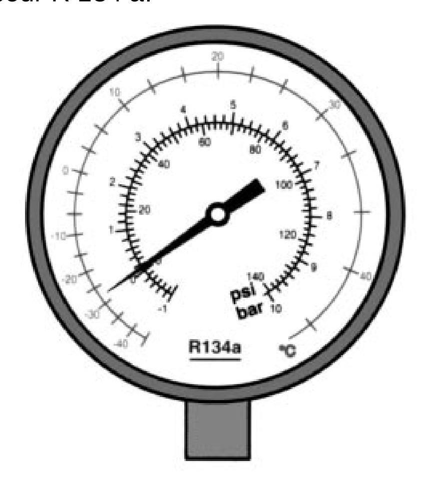


Fig. 1-8. Manomètre avec échelle de températures de saturation

De nombreux manomètres possèdent une graduation pour les pressions ainsi qu'une graduation pour les températures de saturation. Il est ainsi possible sans calculs supplémentaires de lire la température de saturation. L'échelle de température n'est valable que pour une pression ambiante d'un bar et seulement pour le fluide frigorigène indiquée ! Le fluide utilisé, mesuré sur le manomètre indiqué sur la figure, est le R 134a. Les manomètres basse pression ont une bordure bleue et les manomètres haute pression une bordure rouge.

Exemple

Si le manomètre (surpression) indique à la sortie de l'évaporateur une valeur de p_e = 1,93 bar, il est nécessaire pour déterminer la température d'évaporation d'y ajouter encore la pression ambiante (au niveau de la mer p_{amb} = 1 bar). On obtient alors une pression absolue de p = 2,93 bar, ce qui correspond, selon le tableau, à une température d'évaporation de 0 °C.

Exemple

Une bouteille remplie de fluide frigorigène R 134a (celle-ci renferme de la vapeur humide) est branchée à un manomètre.

Quelle est dans la bouteille la valeur de la surpression et celle de la pression absolue pour une température ambiante de 20 °C et une pression ambiante de 1 bar ?

Pression absolue p: 20 °C correspond à 5,72 bar
Surpression p_e (Indication manométrique):

5,72 bar - 1 bar = 4,72 bar

La même bouteille est maintenant placée au sommet d'une montagne de 2 000 m d'altitude (pression ambiante 0,8 bar). Quel est dans la bouteille la valeur de la surpression et celle de la pression absolue pour une température ambiante de 20 °C ?

Pression absolue p: 20 °C correspond à 5,72 bar
Surpression p_e (Indication manométrique):

5,72 bar - 0,8 bar = 4,92 bar

2 Le circuit du fluide frigorigène - Bases

2.1 Utilisation des propriétés thermodynamiques d'une substance dans la "production du froid"

Comme nous l'avons déjà mentionné, la production de "froid" n'est pas possible. Si l'endroit doit être refroidi, la "chaleur" doit être transportée à cet effet de l'endroit à refroidir vers un autre endroit.

Comment ce processus se déroule-t-il dans une installation frigorifique?

L'installation utilise le fait que la capacité thermique augmente fortement et que la température reste constante lors de la fusion et de l'évaporation. La méthode la plus simple pour évacuer la "chaleur" d'une pièce serait d'utiliser un bloc de glace. Voir la figure 2-1. La glace en fondant absorbe la chaleur provenant du milieu ambiant et des aliments et la cède avec l'eau de la glace provenant de la "glacière" au milieu ambiant..

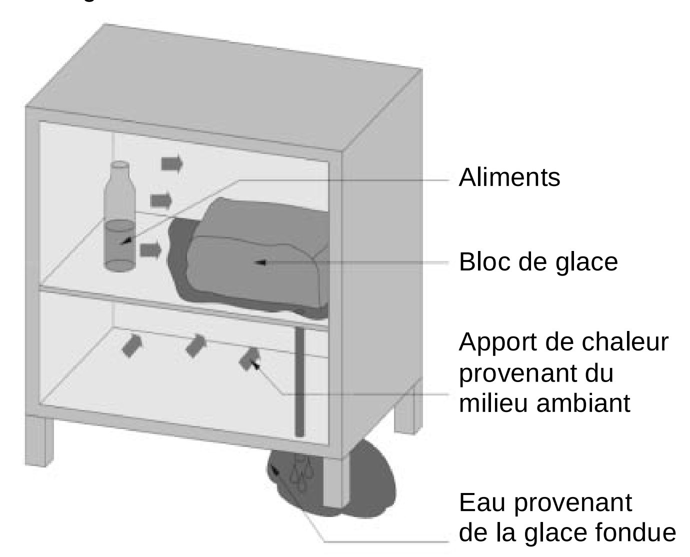


Fig. 2-1. Dissipation de la chaleur à l'aide de l'enthalpie de fusion de la glace : "glacière"

Il est possible, étant donné que l'enthalpie d'évaporation est bien plus élevée que l'enthalpie de fusion, qu'une quantité de chaleur plus importante soit absorbée à température constante. Il est donc recommandé de ne pas entraver le transport calorifique d'une substance lorsque le point d'ébullition est atteint. Les machines frigorifiques à compression mettent à profit cet avantage.

2.2 Le circuit simple du fluide frigorigène

Le réfrigérateur nous servira dans un premier temps d'exemple pour expliquer la fonction d'une ***installation frigorifique à compression*** avec ses quatre éléments (compresseur, condenseur, évaporateur et organe d'étranglement).

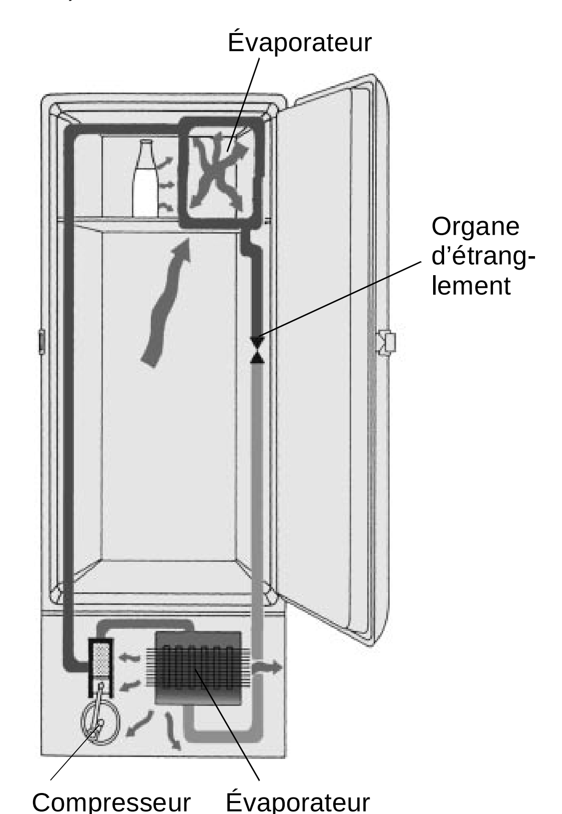


Fig. 2-2. Représentation schématique d'un circuit de fluide frigorigène :"le réfrigérateur"

Le réfrigérateur renferme un ***échangeur de chaleur*** (***évaporateur***) dans lequel est injecté de la vapeur humide. La température d'ébullition ou la température d'évaporation du fluide frigorigène dans l'évaporateur est d'environ -15 °C pour une température à l'intérieur du réfrigérateur de +5 °C, ce qui correspond pour le fluide frigorigène R 134a à une pression absolue de 1,7 bar. La chaleur provenant de l'intérieur du réfrigérateur est absorbée pat l'évaporateur nettement plus froid, ce qui entraîne l'évaporation de la partie liquide du fluide frigorigène. La partie intérieure du réfrigérateur est refroidie.

Le ***compresseur*** aspire la vapeur du fluide frigorigène hors de l'évaporateur et le conduit dans un deuxième échangeur de vapeur qui est situé sur la partie externe du réfrigérateur.

Le ***condenseur*** génère un changement de phase du liquide frigorigène qui passe de l'état de vapeur à l'état liquide. La température entourant le condenseur (température ambiante) atteint dans la plupart des cas de. 20 à 25 °C. Afin d'assurer à ce niveau également un bon écoulement thermique du condenseur vers le milieu ambiant, la température de condensation (selon des valeurs empiriques applicables aux réfrigérateur) doit être située de 20

à 30 K au-dessus de la température ambiante. La pression absolue dans le condenseur est de 13,2 bar lorsqu'on utilise le fluide frigorigène R 134a et une température de condensation supposée de 50 °C.

Le ***compresseur*** a également pour tâche d'aspirer hors du condenseur le fluide frigorigène évaporé. Il doit également le comprimer à une pression élevée.

Un ***organe d'étranglement*** (un capillaire sur les réfrigérateurs) est installé entre le condenseur et l'évaporateur. Il permet de détendre le fluide frigorigène et de l'amener de la pression de condensation à la pression d'évaporation. Ce dernier organe boucle ainsi le cycle du circuit frigorigène.

La figure 2-3 représente un schéma d'une installation frigorifique simple (p.ex. un réfrigérateur). Les quatre éléments et les tronçons de conduite apparentées y sont représentées.

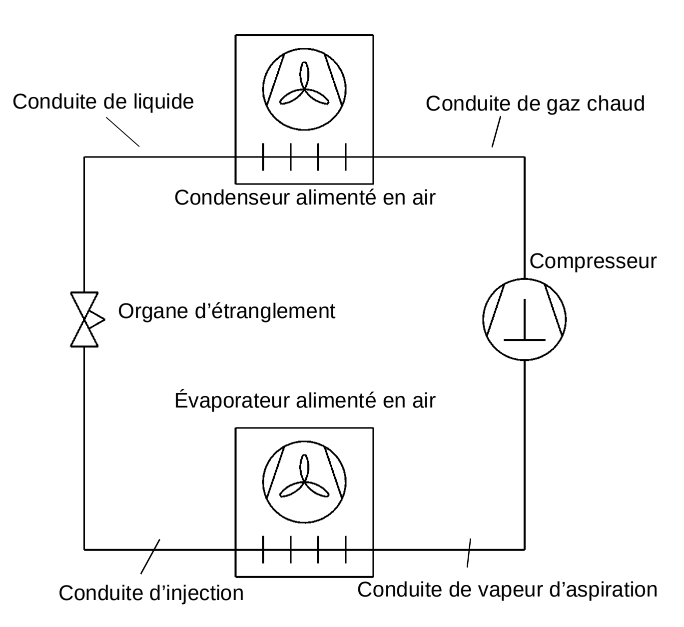


Fig. 2-3. Schéma de principe d'une installation frigorifique à compression avec ses quatre principaux éléments

Rapide aperÇu sur les principaux éléments d'une machine frigorifique à compression à vapeur froide :

Évaporateur
Le fluide frigorigène s'évapore à une pression basse et à une température située au-dessous de la température ambiante de l'évaporateur, absorbant ainsi la chaleur à l'environnement.

Compresseur
La vapeur du fluide frigorigène absorbée à basse pression hors du compresseur est comprimée à une haute pression et portée ainsi à une température plus élevée. Lors de ce processus, le fluide frigorigène reçoit un apport de chaleur supplémentaire.

Condenseur
Le fluide frigorigène est condensé à une température située au-dessus de la température ambiante (pression plus élevée). Lors de ce processus, toute la chaleur absorbée dans l'évaporateur et le compresseur est cédée à l'environnement.

Organe d'étranglement
Le fluide frigorigène soumis à la pression de condensation est détendu dans l'organe d'étranglement et porté à la pression d'évaporation.

Les étapes parcourues dans le cycle du fluide frigorigène sont clairement représentées sur le ***diagramme d'enthalpie de température*** (diagramme t, h). Les états du fluide frigorigène et les courbes limites formées par la ligne d'ébullition et la ligne de rosée sont indiqués à la figure 2-4.

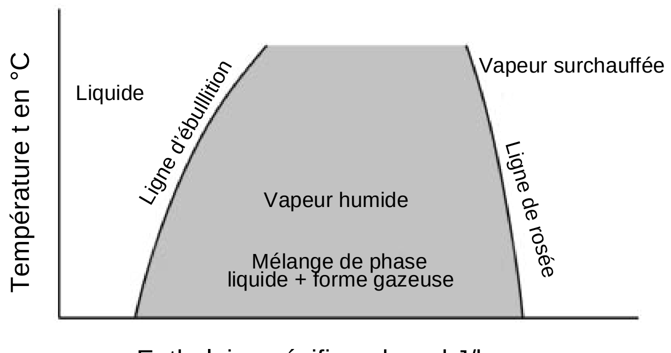


Fig. 2-4. Diagramme t, h

Les processus effectués à température constante (évaporation, condensation) se déroulent horizontalement dans le diagramme t, h, tandis que les processus à enthalpie spécifique constante (aucun apport de chaleur ou dissipation de chaleur, expansion) se déroulent verticalement.

La figure 2-5 représente le cycle d'une installation frigorifique à compression (sans surchauffe et surrefroidissement) dans le diagramme t, h.

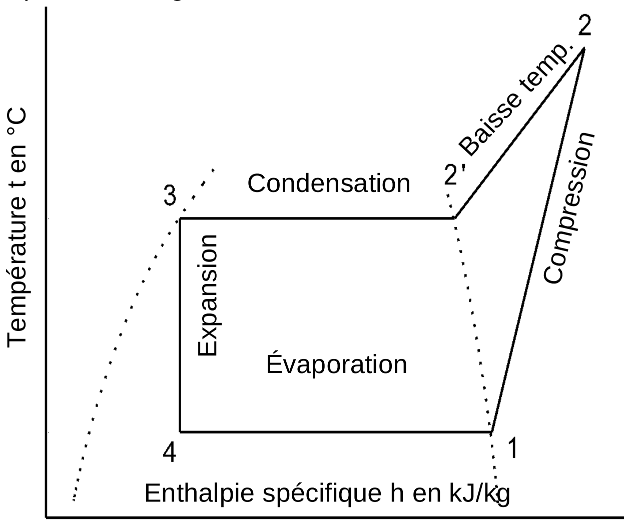


Fig. 2-5. Diagramme t, h d'un cycle du fluide frigorigène

4 → 1: Le fluide frigorigène est évaporé dans l'évaporateur à une pression d'évaporation constante p_o ou à une température d'évaporation t_o constante. (Zone de vapeur humide !).

1 → 2: La vapeur du fluide frigorigène sèche et saturée est comprimée dans le compresseur au niveau de pression de condensation $p_{c.}$ Nous trouvons au point 2 de la vapeur du fluide frigorigène surchauffé à la température de compression t_{V2h}.

2 → 3: Le fluide frigorigène dans le condenseur est refroidi dans un premier temps à la température de condensation (processus 2 → 2´ baisse de température). La vapeur est ensuite condensée. Les deux processus se déroulent à la pression de condensation p_c.

3 → 4: Le fluide frigorigène liquide se détend dans l'organe d'étranglement pour atteindre le niveau de pression d'évaporation le plus bas p_o et la température d'évaporation t_o. Le processus se déroule à un niveau d'enthalpie constant (capacité thermique).

2.3 Surchauffe

Un compresseur de fluide frigorigène peut transporter, en raison de sa construction, que des gaz ou de la vapeur. Les liquides ne peuvent pas être comprimés et ne sauraient par conséquent figurer dans la chambre à compression du compresseur.

Si le niveau d'aspiration du compresseur est situé directement sur la ligne de rosée (voir point 1, figure 2-5), une diminution de charge de l'évaporation peut entraîner une “aspiration“ humide. Il peut en résulter deux conséquences néfastes pour le compresseur. Le fluide frigorifère liquide lave le film lubrifiant entre le piston et les parois du cylindre; une lubrification insuffisante provoque une usure plus importante. Si du liquide frigorigène liquide parvenait dans le cylindre, celui-ci entraînerait, lors de la compression, un transport direct de l'énergie du piston à la culasse du cylindre. La plaque de soupape peut être endommagée par les à-coups de liquide.

Afin d'éviter toute aspiration de liquide, l'état d'aspiration du compresseur est décalé de la ligne de rosée vers la droite. On ***„surchauffe“*** la vapeur du fluide frigorigène. Sa température t_{o2h} est située au-dessus de la température t_o. La ***surchauffe*** est calculée de la manière suivante

$\Delta t_{o2h} = t_{o2h} - t_o$	en K

Δt_{o2h}	Surchauffe à la sortie de l'évaporateur	en K
t_{o2h}	Température FF à la sortie de l'évaporateur	en °C
t_o	Température d'évaporation	en °C

La lettre „h“ est utilisée pour la “surchauffe“.

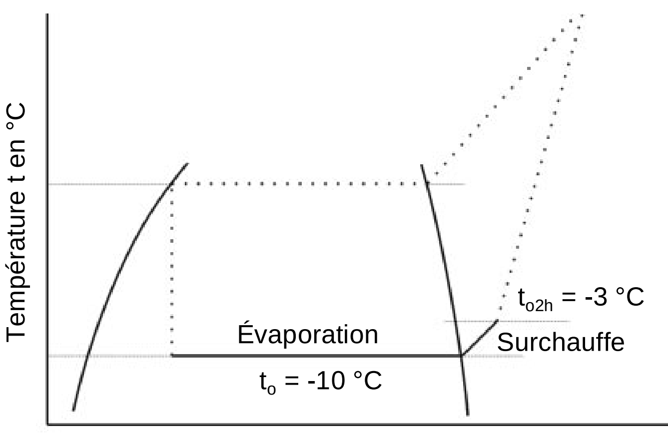


Fig. 2-6. Surchauffe du fluide frigorigène dans l'évaporateur

Surchauffe: $\Delta t_{o2h} = t_{o2h} - t_o$

Δt_{o2h} = -3 °C - (-10 °C) = 7 K

Outre la protection du compresseur contre les liquides, la surchauffe présente d'autres avantages. Étant donné que le pourcentage de liquide dans la vapeur d'aspiration entraîne une réduction du débit de transport du compresseur, ce pourcentage pourra être augmenté par des phases de chauffage précises. La surchauffe améliore notamment le recyclage de l'huile.

2.3.1 Comment obtenir une surchauffe?

Surchauffe dans l'évaporateur

La plupart des installations frigorifiques à évaporation sèche sont équipées d'organes de détente réglés de façon thermostatique. Elles ont pour fonction, à tous les stades de fonctionnement de l'installation frigorifique de réaliser un réglage de la surchauffe après la phase d'évaporation dans l'évaporateur. Une partie de la surface de l'évaporateur (env. 20 %) permet de réaliser la surchauffe.

Surchauffe dans la conduite d'aspiration

Si de longues conduites d'aspiration parcourent des espaces présentant des températures élevées (t_{amb} > t_{o2h}) (par exemple des salles de machines), l'absorption thermique issue de l'environnement entraîne une surchauffe supplémentaire. La température du fluide frigorigène ne peut pas être plus élevée que la température de l'espace environnant. Une surchauffe dans la conduite d'aspiration ne constitue pas une protection sûre du compresseur face aux liquides.

Surchauffe dans le compresseur

La vapeur d'aspiration est utilisée pour le refroidissement du moteur du compresseur lors du “refroidissement de la vapeur d'aspiration“. Le fluide frigorigène est préalable-

ment surchauffé avant d'être envoyé dans la chambre de compression. Le transfert thermique interne entre la partie des gaz chauds et la partie aspiration génère également une surchauffe.

2.3.2 Valeur de surchauffe usuelle

La valeur de surchauffe usuelle atteint environ 5 - 8 K

Le rendement maximal de l'installation est atteint lors de cette surchauffe. La soupape de détente thermostatique ne peut toutefois pas régler exactement cette valeur. La surchauffe oscille selon le type d'appareil et les conditions d'exploitation entre 4 et 12 K. L'augmentation de température de la conduite d'aspiration dans l'air ambiant entraîne une surchauffe supplémentaire.

Remarque : Des expériences ont démontrées que pour une surchauffe de 7 K et plus, de petites quantités de goutelettes de liquide sont encore arrachées à l'évaporateur. Celles-ci ne constituent toutefois aucun danger.

2.3.3 Mesure de la surchauffe

Vous êtes appelé à mesurer la surchauffe sur une installation frigorifique utilisant du R 134a.

a) De quels appareils de mesure avez-vous besoin ?
b) Où mesurez-vous les valeurs requises ?
c) Vous lisez sur un manomètre monté directement sur l'évaporateur la valeur p_{eo} = 1,7 bar . Quelle est la valeur de la pression d'évaporation p_o?
d) Quelle est la valeur de la temp. d'évaporation t_o?
e) Vous lisez à l'aide de la sonde thermique à la sortie de l'évaporateur la température t_{o2h} = +3 °C. Quel est la valeur de la surchauffe de l'évaporateur Δt_{o2h}?
f) Tirez les conclusions sur la valeur de surchauffe calculée.

Solution

a) manomètre, thermomètre, (tableau récapitulatif des vapeurs)

b) la pression d'évaporation p_o et la température t_{o2h} mesurées à la sortie de l'évaporateur

c) $p_o = p_{eo} + p_{amb}$ = 1,7 bar + 1 bar = 2,7 bar

d) Pour p_o = 2,7 bar, le tableau des pressions de vapeur de R 134a (voir annexe) affiche une température d'évaporation t_o de -2,2 °C.

e) $\Delta t_{o2h} = t_{o2h} - t_o$ = 3 °C - (-2,2 °C) = 5,2 K

f) La valeur de surchauffe déterminée est située dans la plage usuelle comprise entre 4 - 12 K.

2.4 Surrefroidissement

L'organe de détente a pour fonction de réduire, après la condensation, le fluide frigorigène à un niveau de pression le plus bas (pression d'évaporation). La soupape fonctionne de façon optimale lorsque le liquide présente à l'entrée un niveau de pureté également optimal.

Le fluide frigorigène doit littéralement "se frayer en force" un passage à travers un étranglement (fente d'étranglement). Si l'on compare une certaine masse de fluide frigorigène à l'état liquide et à l'état de vapeur (à pression constante), le fluide frigorifique sous forme gazeuse requiert un volume bien plus important. Il s'ensuit que le fluide frigorigène sous forme de vapeur nécessite plus de temps pour se frayer un passage à travers "l'étranglement".

Le fluide frigorigène sous forme gazeuse réduit, avant de parvenir à la soupape de détente, le débit et entraîne une sous-alimentation de l'évaporateur en fluide frigorigène. La pression d'évaporation et la puissance d'évaporation diminuent.

Si l'installation frigorifique est exploitée de telle sorte que l'état "Entrée détendeur" se trouve directement sur la courbe de séparation gauche (ligne d'ébullition), les moindres variations des conditions d'exploitation peuvent provoquer la formation de bulles à l'avant du détendeur.

Pour cette raison, l'état "entrée détendeur" est déplacé de la ligne d'ébullition vers la zone liquide et on parle alors de ***surrefroidissement***. qui garantit une alimentation en liquide à l'avant de la soupape de détente.

Le ***surrefroidissement*** est ainsi calculé :

$$\Delta t_{c2u} = t_c - t_{c2u} \quad \text{en K}$$

Δt_{c2u}	Surrefroidissement à la sortie du condenseur	en K
t_{c2u}	Température du FF à la sortie du condenseur	en °C
t_c	Température de condensation en°C	

λ La lettre „u" est utilisée pour "surrefroidissement".

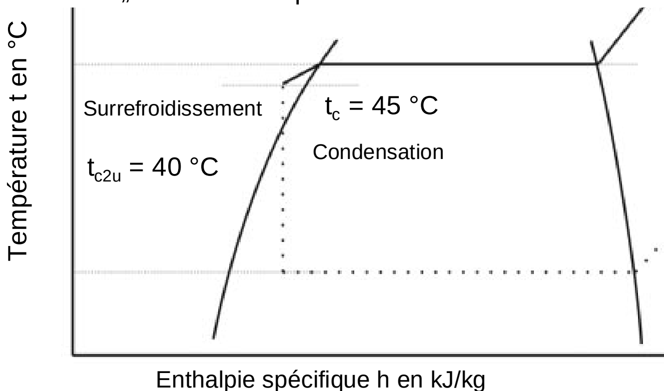


Fig. 2-7. Surrefroidissement du fluide frigorigène

Surrefroidissement: $\Delta t_{c2u} = t_c - t_{c2u}$

Δt_{c2u} = 45 °C - 40 °C = 5 K

Outre la garantie d'une alimentation liquide à l'avant du détendeur, le surrefroidissement permet également d'augmenter dans une certaine mesure la puissance frigorifique.

2.4.1 Comment obtenir un surrefroidissement?

Surrefroidissement dans le condenseur

Il faudra, si l'on souhaite obtenir un surrefroidissement dans le condenseur, remplir une partie du condenseur avec du fluide frigorigène liquide. Le milieu frigorifique (air) circulant à ce niveau refroidit le fluide frigorigène. Étant donné que le transfert thermique ne peut se dérouler dans cette zone que dans des conditions difficiles, la pression de condensation augmente provoquant ainsi un mauvais rendement de l'installation. Il n'est donc pas absolument nécessaire de réaliser un surrefroidissement dans le condenseur. En présence de températures de condensation très élevées, le surrefroidissement génère, malgré ces effets, une augmentation du rendement.

Condenseur avec dispositif de surrefroidissement

Le montage d'un condenseur avec un dispositif de surrefroidissement ou le montage d'une boucle de surrefroidissement permettent également d'obtenir un surrefroidissement. Ce montage permet de faire passer la conduite de liquide en aval du collecteur de liquide à travers le dispositif à lamelles du condenseur. Le milieu réfrigérant qui parcourt cette zone surrefroidit le fluide frigorigène liquide.

Surrefroidissement dans la conduite liquide

Si la conduite liquide traverse des espaces où règnent des températures plus basses ($t_{amb} < t_{c2u}$), la déperdition de chaleur dans le milieu ambiant entraîne un surrefroidissement supplémentaire.

Echangeur de chaleur liquide-vapeur d'aspiration

L'échangeur de chaleur liquide-vapeur d'aspiration (également appelé échangeur thermique interne) favorise l'échange de chaleur entre le fluide frigorigène dans la conduite de liquide. Il assure un surrefroidissement du liquide ainsi qu'une surchauffe de la vapeur d'aspiration. Cet élément n'est pas utilisé dans les installations frigorifiques mobiles.

2.4.2 Valeurs de surrefroidissement

Le surrefroidissement à la sortie du collecteur atteint 0 K sur les installations à collecteur (si la quantité de remplissage de fluide frigorigène est correcte)***.*** Le collecteur assure ici l'alimentation nécessaire en liquide. ***Sans collecteur, le surrefroidissement optimal serait la plupart du temps situé entre 2-3 K***.

2.4.3 Mesure du surrefroidissement

Vous êtes appelé à mesurer le surrefroidissement sur une installation frigorifique utilisant du R 134a.

a) De quel appareil de mesure avez-vous besoin?
b) Où mesurez-vous les valeurs requises?
c) Vous lisez sur un manomètre monté directement sur le condenseur la valeur p_{ec} = 15 bar
   Quelle est la valeur de la pression de condensation p_c?
d) Quelle est la valeur de la température de condensation t_c?
e) Vous mesurez la température à la sortie du condenseur t_{c2u} = 55 °C.
   Quelle st la valeur du surrefroidissement Δt_{c2u}?
f) Tirez les conclusions sur le surrefroidissement calculé.

Conclusion

a) Manomètre, thermomètre, (tableau récapitulatif des vapeurs)

b) La pression de condensation p_o et la température mesurée à la sortie du condenseur t_{c2u} sont mesurées si possible au même endroit en aval du condenseur.

c) $p_c = p_{ec} + p_{amb}$ = 15 bar + 1 bar = 16 bar

d) Pour p_c = 16 bar, le tableau récapitulatif des pressions de vapeur de R 134a (voir annexe) affiche une température de condensation t_c de 57,9 °C.

e) $\Delta t_{c2u} = t_c - t_{c2u}$ = 57,9 °C - 55 °C = 2,9 K

f) La valeur du surrefroidissement calculée est située dans la plage usuelle comprise entre 2 - 3 K. Si l'installation toutefois est pourvue d'un collecteur, le surrefroidissement atteint 0 K.

2.5 Le circuit du fluide frigorigène

Les figures suivantes représentent un circuit schématique du fluide frigorigène et les processus saisis dans le diagramme t, h

Condenseur
Retrait de chaleur
(vapeur surchauffée)
Conduite de liquide
(liquide surrefroidi)
Soupape de détente
Surrefroidissement
(liquide)
Condensation
(vapeur humide)
Conduite d'injection
(vapeur humide)
Surchauffe
(vapeur surchauffée)
Conduite de gaz chaud
(vapeur surchauffée)
Conduite de
vapeur d'aspiration
(vapeur surchauffée)
Compresseur
Évaporation
(vapeur humide)
Évaporateur

Fig. 2-8. Circuit schématique du fluide frigorigène

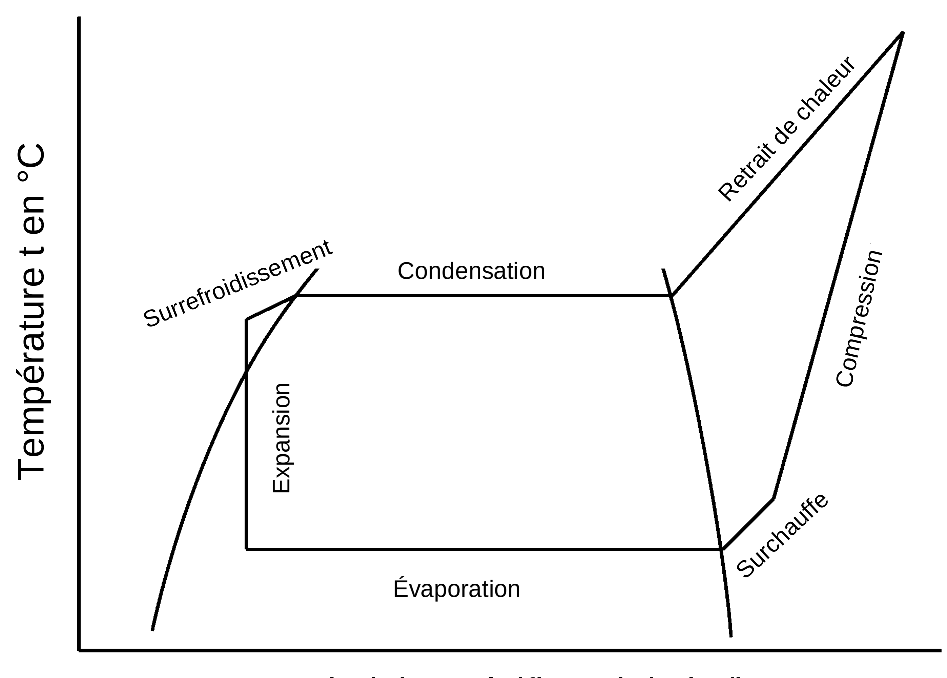


Fig. 2-9. Circuit du fluide frigorigène dans le diagramme t, h

3 Fonction des éléments principaux du circuit du fluide frigorigène

3.1 Évaporateur

L'***évaporateur*** a pour fonction de prélever la chaleur à son environnement et de la céder au fluide frigorigène. La température d'évaporation doit être située lors de ce processus au-dessous de la température ambiante. La température d'évaporation souhaitée peut être obtenue avec précision grâce à un effet d'aspiration du compresseur de fluide frigorigène combiné à un étranglement de l'organe de détente. Le flux de chaleur généré entre l'évaporateur et le milieu ambiant, grâce à la différence de température, entraîne dans l'évaporateur une évaporation (***zone d'évaporation***) du liquide du fluide frigorigène par le détenteur et le cas échéant une surchauffe (***zone de surchauffe***).

3.1.1 Processus à l'intérieur de l'évaporateur

Le fluide frigorigène pénétrant dans le détendeur (éventuellement surrefroidi) est détendu à la pression d'évaporation p_o. Lors de cette opération, une partie du fluide frigorigène liquide s'évapore avant d'atteindre l'évaporateur. Cette quantité de vapeur x est d'autant plus importante que la différence de température entre la température de condensation et la température d'évaporation est grande. Sur la figure 3-1, cette quantité atteint 20 %.

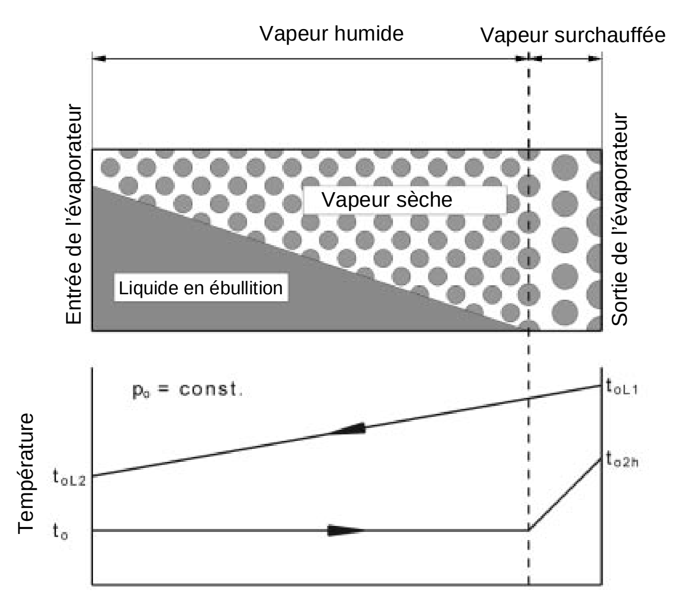


Fig. 3-1. Processus à l'intérieur de l'évaporateur

A l'extrémité de l'évaporateur, le fluide frigorigène a éte entièrement évaporé et est passé à l'état de surchauffe. La température du fluide frigorifique n'augmente que lorsque le liquide est entièrement évaporé.

Ce mode de fonctionnement de l'évaporateur est appelé évaporation sèche (détente sèche).

La zone de surchauffe possède de mauvaises propriétés de transfert thermique. De plus, la différence de température avec le milieu ambiant est plus faible à la suite de l'augmentation de la température du fluide frigorigène. Il s'ensuit que la quantité de chaleur transmise à la zone de surchauffe est moins importante.

.

3.1.2 Puissance de l'évaporateur

La puissance de l'évaporateur dépend en premier lieu des conditions suivantes :

Surface A

Plus la surface thermoconductrice est importante, plus la puissance transmise est grande. Il faut tenir compte ici de l'ensemble de la surface externe participant au transfert thermique.

Gradient thermique efficace Δt_1

Le gradient thermique efficace est déterminé par la différence de température d'entrée = Température d'entrée de l'air - température de l'évaporation.

$$\Delta t_1 = t_{oL1} - t_o \quad \text{en K}$$

Nous pouvons affirmer, si l'on ne considère que le seul échangeur de vapeur : plus ce gradient thermique est important et plus la puissance de l'échangeur de chaleur est élevée.

Valeur k

La valeur k (coefficient de transmission de chaleur) quantifie la qualité du transfert thermique. Elle indique la capacité de la chaleur à passer du milieu à refroidir (air) vers le fluide frigorigène. Cette valeur regroupe les facteurs suivants

- Matériau de l'évaporateur (cuivre, aluminium)
- Écart et diamètre des conduites
- Disposition des conduites
- Profondeur de l'évaporateur
- Écart entre les lamelles
- Forme des lamelles
- Qualité des surfaces
- Encrassement et givrage
- Écoulement d'arrivée et de passage
- Vitesse d'écoulement de l'air et du fluide frigorigène
- Forme d'écoulement de l'air et du fluide frigorigène
- Propriétés variables avec la température de l'agent réfrigérant (air) et du fluide frigorigène
- Répartition des deux agents
- État du fluide frigorigène (sous forme de vapeur, vapeur humide, liquide)
- Pourcentage d'huile dans le fluide frigorigène

Le gradient de température actif sur le côté de l'éva-

porateur ne doit pas, pour un fonctionnement idéal, dépasser 10 K environ. Des différences de températures plus importantes (p.ex. une température d'évaporation plus basse), comme dans le cas d'une utilisation frigorifique mobile (15 - 20 K dans des conditions de fonctionnement normales), courantes pour des raisons de place, de poids et de coûts, diminuent le rendement de l'installation. Si l'on souhaite déshumidifier l'installation frigorifique, il est nécessaire dès lors d'avoir de plus grandes différences de température. L'évaporateur commence à se couvrir de givre à partir d'une température d'évaporation de -5 ° C, Un spécialiste responsable du dégivrage devra empêcher le givrage de l'évaporateur en arrêtant le compresseur ou en activant un régulateur de rendement.

Nous appliquerons pour la puissance d'évaporation (puissance frigorifique) Q_o la formule suivante:

$$\dot{Q}_o = A \cdot k \cdot \Delta t_1 \quad \text{in kW (kJ/s)}$$

Cette équation est utilisée dans la fabrication d'échangeurs de chaleur. Le fluide frigorigène et le milieu réfrigérant sont pris en compte pour la valeur k.

La puissance frigorifique peut être calculée à partir de l'air ou du fluide frigorigène.

La puissance frigorifique calculée à partir de l'air peut être calculée à partir de l'équation suivante :

Remarque : Ce calcul n'est correct que pour l'air sec. En présence de condensation de vapeur d'eau, la puissance peut être de 40-50 % plus élevée !

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_L \cdot c_L \cdot \Delta t_L \quad \text{in kW (kJ/s)}$$

m_L Flux massique de l'air en kg/s
c_L Capacité thermique spéc. de l'air en kJ/(kg · K)
Δt_L Refroidissement de l'air en K

$\Delta t_L = t_{oL1} - t_{oL2}$

L'équation suivante permet de calculer ***la puissance frigorifique déterminée à partir du fluide frigorigène :***

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_R \cdot \Delta h_o \quad \text{in kW (kJ/s)}$$

m_R Flux massique du fluide frigorigène en kg/s
Δh_o Différence d'enthalpie dans l'évaporateur en kJ/kg

Ce procédé est rarement utilisé en pratique pour déterminer la puissance frigorifique. Le courant massique du fluide frigorigène doit être mesuré. Ce processus est utilisé dans les opérations de contrôle.

3.1.3 Pression d'évaporation

La pression d'évaporation p_o est calculée à partir des paramètres définissant „l'étranglement" du détendeur et ceux de l'effet d'aspiration du compresseur. La superficie, son encrassement ou le givrage ainsi que le débit volumétrique et la température d'entrée du fluide réfrigérant (air, eau ou saumure) exerce une influence sur la pression momentanée d'évaporation.

Il faudra prendre en compte les considérations suivantes:

Fig. 3-1. Effet des différents paramètres sur la pression d'évaporation

Influences	Effet
Augmentation de la température de l'air ou de la saumure	p_o augmente
Diminution de la température de l'air ou de la saumure	p_o diminue
Augmentation de la superficie	p_o augmente
Réduction de la superficie	p_o diminue
Encrassement, givrage (diminution de la valeur k)	p_o diminue
Augmentation du débit volumétrique de l'air, de l'eau, de la saumure (augmentation de la valeur k)	p_o augmente

Une pression d'évaporation plus basse (température d'évaporation) réduit la capacité frigorifique. Une diminution de la température d'évaporation d'un Kelvin réduit la capacité calorifique de 4 % environ.

3.2 Compresseur

Le ***compresseur*** a pour fonction de comprimer le fluide frigorigène d'un niveau de pression d'évaporation faible à un niveau de pression de condensation élevée. Il doit en effet garantir le débit de transport nécessaire (débit massique du FF) pour la puissance frigorifique requise.

3.2.1 Capacité de transport du compresseur

La ***capacité de transport*** du compresseur dépend des paramètres ci-après.

Volume géométrique de compression

Le volume géométrique de compression d'un compresseur est déterminé par les dimensions de la cylindrée (longueur de la course, nombre de cylindres, diamètre du piston). Plus le volume de compression géométrique est important, plus le flux massique atteint du fluide frigorigène est élevé.

Débit volumétrique géométrique de compression

Il faudra, si l'on doit déterminer le débit volumétrique (capacité de transport en fonction du temps), tenir compte

du régime du compresseur. Les indications sont généralement fournies en m^3/h. Plus le régime du compresseur est élevé, plus le débit est important. Si le régime augmente, les pertes augmentent également.

Débit volumétrique d'aspiration

Afin de répondre à certains critères de tolérances de fabrication et de robustesse du compresseur (p.ex. reste de liquide dans la vapeur d'aspiration), un volume résiduel (***espace nuisible***) est prévu au-dessus du point mort haut (PMH). Après la compression, du gaz résiduel sous haute pression est enfermé dans cet „espace nuisible".

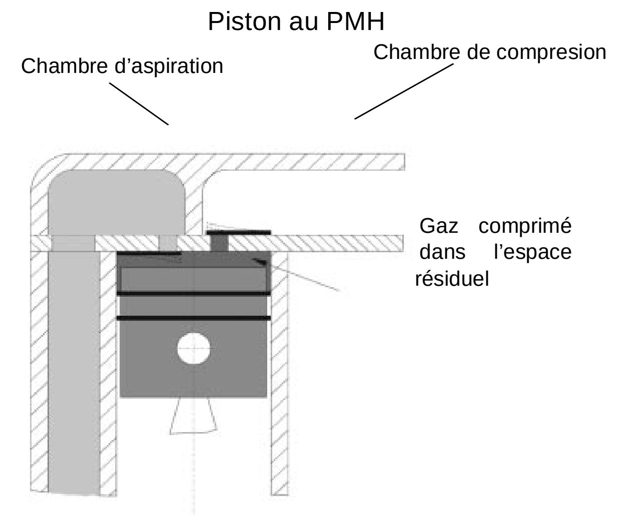


Fig 3-2. Espace résiduel d'un compresseur à piston

Lors du mouvement descendant du piston précédent le temps d'aspiration, le gaz doit se détendre pour atteindre la pression d'aspiration avant que la soupape d'aspiration s'ouvre. Il s'ensuit une réduction de volume spécifique d'aspiration; la cylindrée n'est pas entièrement utilisée. Le débit volumétrique réel requis est moins important que le débit géométrique volumétrique de compression.

Piston au PMB

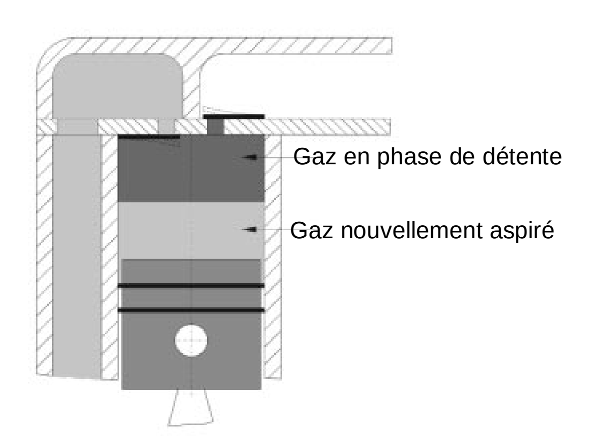


Fig. 3-3. Effet de l'espace nuisible

Coefficient de rendement

Le rapport existant entre le débit volumétrique d'aspiration et le débit volumétrique de la course du piston est appelé le ***coefficient de rendement*** du compresseur.

$$\lambda = \frac{\dot{V}_{V1}}{\dot{V}_g} \qquad \text{en } m^3/m^3$$

λ	Coefficient de rendement	en m^3/m^3
$\dot{V}_{V1}$	Débit volumétrique d'aspiration réel	en m^3/s
$\dot{V}_g$	Débit volumétrique géométrique	en m^3/s

Outre différents autres facteurs d'influence, tels que p.ex. la température du fluide frigorigène, le pourcentage d'huile etc., la pression à l'avant et à l'arrière du compresseur exerce une très grande influence sur l'évolution du coefficient de rendement. Il est donc judicieux de représenter le coefficient de rendement en fonction du ***taux de compression***. Il faudra veiller, dans le calcul du taux de compression, à utiliser des pressions absolues.

$$\pi = \frac{p_{V2}}{p_{V1}}$$

π	Taux de compression	-
p_{V2}	Pression de compression finale	in bar
p_{V1}	Pression d'aspiration	in bar

Coefficient de rend. λ en m^3/m^3
1
0,7
5
Taux de compression π

Fig. 3-4. Coefficient de rendement en fonction du taux de compression

L'augmentation du taux de compression entraîne une diminution constante du coefficient de rendement. Le coefficient de rendement dépend surtout du volume nuisible et du gaz qui se détend à nouveau. C'est la raison pour laquelle les très petits compresseurs disposant d'un volume résiduel relativement important et de plusieurs pistons ont un mauvais coefficient de rendement.

Densité d'aspiration

Le débit d'un compresseur dépend également de la densité du fluide frigorigène à l'orifice d'aspiration. Si le compresseur aspire un gaz de densité plus faible, la cylindrée ne reçoit qu'une petite masse de fluide frigorigène. Il s'ensuit par course une alimentation en fluide frigorigène réduite.

La surchauffe croissante de la vapeur d'aspiration entraîne une diminution de la densité du fluide frigorigène et par conséquent une baisse du débit de transport

Une diminution de la pression d'aspiration entraîne également une baisse de la densité du fluide frigorigène et par conséquent également une baisse du débit de transport.

3.2.2 Capacité frigorifique

Étant donné que le condenseur n'est autre chose dans le cas présent qu'une installation de transport de fluide frigorigène, l'indication d'une puissance frigorigène dépend de l'état du fluide frigorigène en amont et en aval de l'échangeur de chaleur (évaporateur) et du débit de transport..

Outre le compresseur et le fluide frigorigène, les facteurs suivants jouent un rôle important dans l'obtention d'une ***puissance frigorifique élevée*** :

– Pression d'évaporation élevée (pression d'aspiration) et par conséquent température d'évaporation élevée
– Pression de condensation faible et par conséquent température de condensation faible
– Température faible du fluide frigorigène en amont de l'organe de détente
– Surchauffe d'aspiration faible

La figure 3-5 montre les influences de la température d'évaporation et de condensation sur la puissance frigorifique

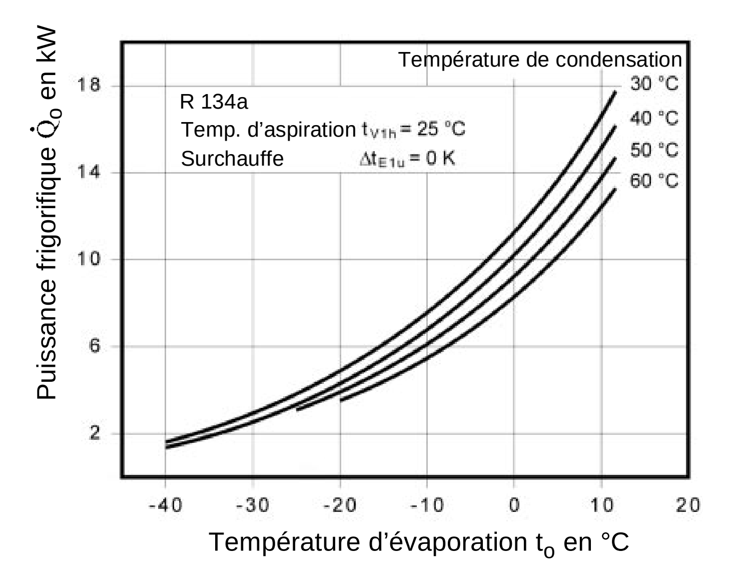


Fig. 3-5. Puissance frigorifique au-dessus de la température d'évaporation pour différentes températures de condensation

Une variation de température d'évaporation (pression d'évaporation) agit sur la puissance frigorifique du compresseur de façon plus importante encore qu'une variation de la température de condensation. Il est donc recommandé de bien dimensionner l'évaporateur d'une installation frigorifique et de maintenir à un niveau aussi bas que possible les pertes de pression dans la conduite d'aspiration. La puissance frigorifique peut être fortement augmentée dans les zones de bas régimes lorsqu'on augmente le nombre de tours. Il en va différemment dans les zones à régimes élevés en raison des pertes croissantes qui en résultent.

3.2.3 Puissance motrice du compresseur

Les ***besoins en énergie*** du compresseur dépendent des paramètres suivants :

– Type et construction du compresseur
– Régime du compresseur
– Fluide frigorigène
– Densité du fluide frigorigène à l'entrée du compresseur
– Pression du fluide frigorigène à l'entrée du compresseur
– Pression du fluide frigorigène à la sortie du compresseur

La puissance absorbée du compresseur est indiquée dans les documents du fabricant du compresseur. De légères surchauffes ou une "aspiration humide" entraîne une nette augmentation de la puissance absorbée. Il faudra tenir compte dans les compresseurs ouverts des pertes de transmission (rendements de courroies), des pertes mécaniques et des pertes motrices externes.

Influence du régime du compresseur

Étant donné qu'un régime plus élevé requiert un apport de fluide frigorigène plus important, il est également nécessaire de disposer d'une puissance absorbée du compresseur également plus importante.

Influence du fluide frigorigène

La quantité d'énergie nécessaire au transport du fluide frigorigène dépend de la densité d'aspiration et du taux de compression. Les différents fluides frigorigènes se différencient considérablement les uns des autres. Si le compresseur transporte un certain débit massique, la puissance frigorifique en résultant peut être très différente. Ce phénomène s'explique par les chaleurs d'évaporation différentes. Le même compresseur développe par exemple avec le fluide frigorigène R 134a une puissance frigorifique de 9 kW et avec le fluide frigorigène R 502 une puissance de 16 kW. Les besoins en énergie d'un compresseur est avec le fluide frigorigène R 22 environ 50 % plus élevé qu'avec le fluide frigorigène R 134a..

Influence de la température (pression) de condensation

Une température (pression) de condensation plus élevée engendre en premier lieu une puissance absorbée plus importante du compresseur. Le taux de compression augmente pour une température d'évaporation constante. Ce phénomène entraîne un flux massique du fluide frigorigène (puissance frigorifique) plus faible.

Influence de la température (pression) d'évaporation

La densité du fluide frigorigène diminue au fur et à mesure que la température d'évaporation baisse, Le taux de compression augmente également à température de condensation constante. Il s'ensuit que le flux massique du fluide frigorigène et par voie de conséquence la puissance absorbée du compresseur diminuent..

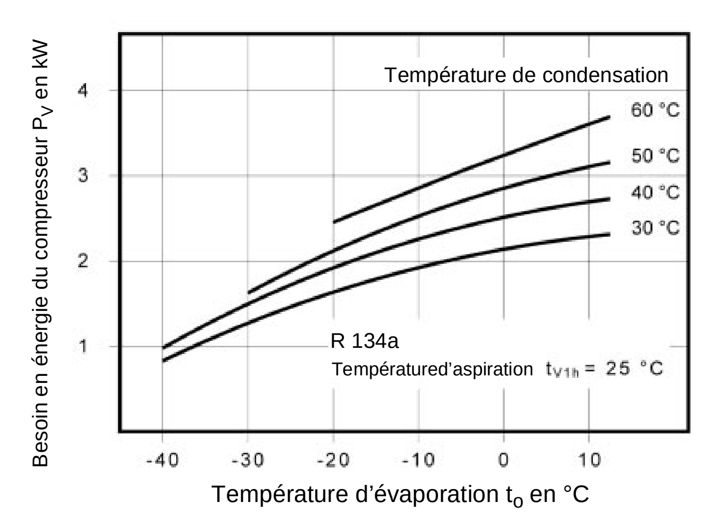


Fig. 3-6. Besoins en énergie en fonction de la température d'évaporation et de condensation

3.2.4 Limites d'utilisation du compresseur

Outre la puissance frigorifique et les besoins en énergie, les limites d'utilisation du compresseur revêtent un rôle important pour les utilisateurs.

Interprétation du diagramme de limites d'utilisation du compresseur (figure 3-7)

① Le compresseur peut être utilisé jusqu'à une température d'évaporation t_o = 25 °C. Au-dessus de cette température, le moteur serait surchargé (puissance motrice élevée). La production du froid ne revêt aucun sens dans cette gamme de températures. Une soupape MOP est souvent utilisée pour la décharge du compresseur et du moteur de commande. Celle-ci limite la pression d'évaporation vers le haut..

② Le compresseur peut être utilisé jusqu'à une température de condensation de t_c = 70 °C. Cette limite résulte d'une part de la surpression de service tolérée du côté haute pression (p.ex. p_{tol} = 25 bars) et d'autre part de la température critique des gaz chauds t_{V2h}.

Selon le fabricant et la construction du compresseur, la température des gaz chauds, mesurée au tube de pression du compresseur, est limitée de 120 °C à 140 °C. La température du gaz régnant à l'intérieur de la chambre de compression peut être de 20 à 30 K plus élevée. Il existe un réel danger de cokéfaction de l'huile. Les hautes températures des tubulures de pression favorisent entre autres les réactions chimiques éventuelles dans la combinaison fluide frigorigène, lubrifiant, eau et crasse. Des températures élevées de gaz chauds ont des effets négatifs sur la durée de vie du compresseur.

③ Le compresseur ne doit être utilisé, pour une température d'aspiration de la vapeur t_{V1h} de plus de 20 °C au-dessus de la ligne ③, qu'avec un refroidissement supplémentaire. L'huile risquerait de se cokéfier et le compresseur serait soumis à de fortes contraintes ther-

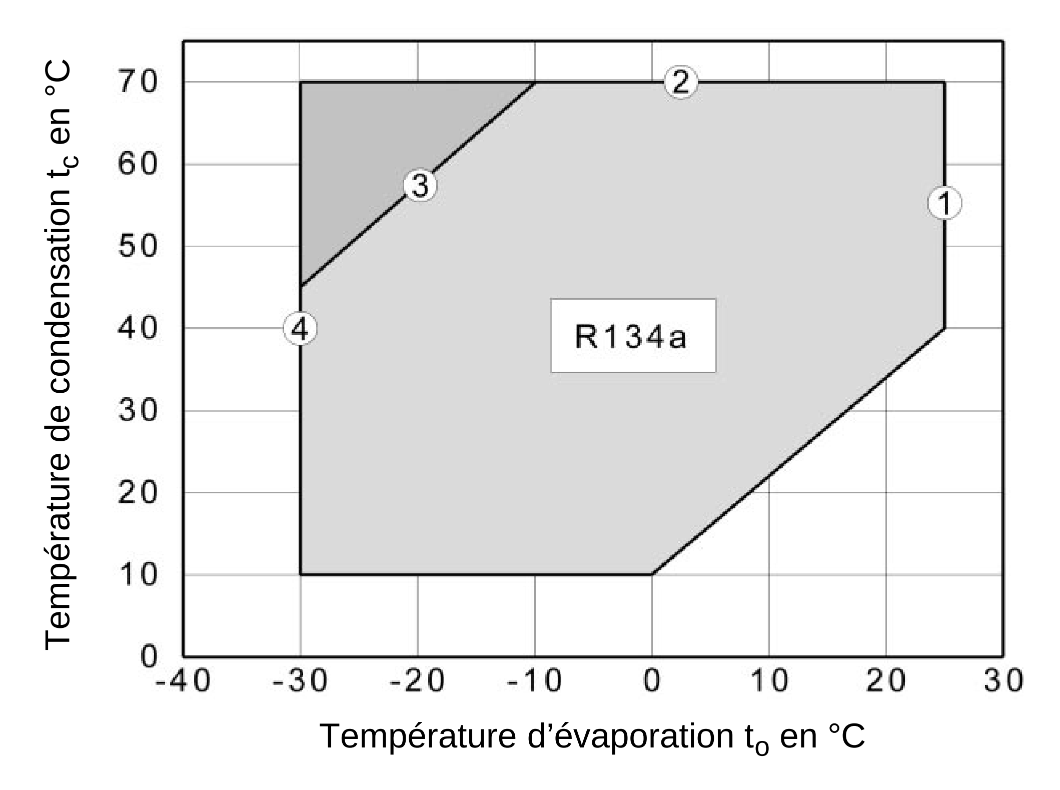


Fig. 3-7. Limites d'utilisation d'un compresseur à piston alternatif ouvert

miques. Il est dès lors recommandé d'utiliser un thermostat à protection thermique. Il faudra également utiliser une huile présentant une grande stabilité à la chaleur.

④ Le compresseur est conçu pour fonctionner à une température d'évaporation t_o = -30 °C. La température des gaz seraient trop élevée au-dessus de cette température. De plus, le débit massique du fluide frigorigène exigé diminuerait de façon dramatique.
Les surpressions de fonctionnement maximales tolérées des parties haute et basse pression ainsi que le régime maximal et minimal du compresseur constituent également des limites d'application. Le compresseur subit une surchauffe aux régimes élevés et les paliers ne sont pas suffisamment lubrifiés dans les bas régimes en raison d'un débit de refoulement trop faible de la pompe à huile.

Si ces valeurs limites ne sont pas respectées, le compresseur peut faire l'objet de détériorations!

3.3 Le condenseur

Le ***condenseur*** a pour fonction de transporter la chaleur hors du circuit du fluide frigorigène. Cette chaleur est cédée à l'air. Étant donné qu'un courant thermique ne peut s'écouler que s'il existe une différence de température, la température de condensation doit toujours être supérieure à la température d'entrée de l'air ambiant. La puissance de condensation à évacuer comprend la puissance frigorifique du condenseur, la puissance motrice du compresseur et toutes les autres puissances thermiques absorbées (p.ex. conduite de vapeur d'aspiration).

3.3.1 Processus dans le condenseur

Le compresseur comprend trois zones :

- Captation de chaleur
- Condensation
- Surrefroidissement

Les chutes de pression ne seront pas prises en compte lors des observations suivantes. Les trois zones sont ainsi soumises à la même pression.

La zone de captation de chaleur

Le fluide frigorigène arrive sous forme gazeuse (surchauffé) dans le condenseur. Il subit à ce niveau une captation de chaleur. Lors de cette opération, la température du fluide frigorigène diminue pour atteindre la température de condensation. La zone de captation de chaleur renferme un courant gazeux pur. Malgré une importante différence de température motrice et des vitesses d'écoulement élevées, le transfert thermique est moins important que lors de l'écoulement diphasique, en raison de la faible densité du fluide frigorigène. La valeur surfacique de la zone de captation de chaleur est d'environ 10 - 15 %.

La zone de condensation

La phase de condensation commence dès que le fluide frigorigène a été refroidi à la température de condensation. La pression régnante détermine la température de condensation. Cette température reste constante pendant la condensation. La captation de chaleur conduit à un

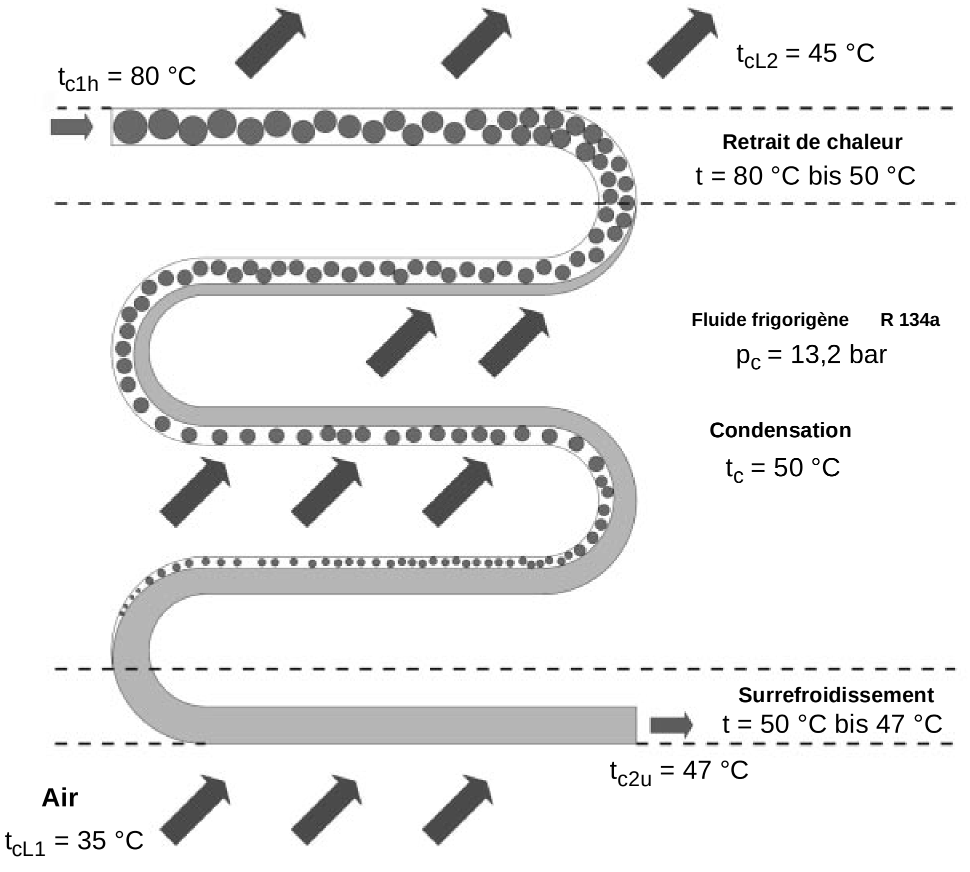


Fig.3-8. Zones du condenseur

changement de phase et non pas à un abaissement de la température. Le transfert de chaleur est optimal dans cette zone.

La zone de surrefroidissement

Le surrefroidissement débute avec une perte de chaleur supplémentaire dès que le fluide frigorigène ne renferme plus de vapeur. Dès lors que le changement de phase de l'état gazeux à l'état liquide est achevé, toute évacuation de chaleur conduit à une diminution de la température. Le transfert thermique est très mauvais en raison de la faible vitesse de débit du fluide frigorigène. Il est nécessaire, afin d'empêcher la formation de bulles de vapeur à l'avant du détendeur, de procéder le cas échéant à un surrefroidissement. Le fluide frigorigène doit être liquide à l'avant du détendeur.

Il est recommandé. étant donné le mauvais transfert thermique dans la zone de surrefroidissement, de ne pas installer de condenseur dans la zone de surrefroidissement. Il suffira de prévoir un collecteur. Celui-ci sépare le liquide de refroidissement des bulles de vapeur restantes et garantit ainsi une bonne alimentation en liquide à l'avant de la soupape de détente. La surface du condenseur toute entière pourra ainsi être utilisée pour la captation de chaleur et la condensation. Il faudrait sans collecteur effectuer un surrefroidissement dans le condenseur par retenu du fluide frigorigène. Il en résulterait des "pertes surfaciques" et par conséquent une pression de condensation plus élevée.

Il faudra, si la conduite de liquide comprend de nombreuses pièces risquant d'entraîner des chutes de pression, si elle traverse un environnement plus chaud ou si elle doit surmonter une différence de hauteur importante, prévoir des mesures de surrefroidissement au moyen d'un serpentin de surrefroidissement. Il est nécessaire dans ce cas précis également de garantir au moyen d'un collecteur une séparation entre la phase gazeuse et la phase liquide. Cette séparation doit se faire avant le surrefroidissement, car la zone de condensation s'accumulerait autrement hors du condenseur et il n'y aurait pas de surrefroidissement.

3.3.2 Puissance du condenseur

La ***puissance du condenseur*** dépend, comme la puissance de l'évaporateur de facteurs, telles que la surface, la valeur k et la chute de potentiel thermique moteur.

La chute de potentiel thermique moteur est déterminée par la différence de température d'entrée = température de condensation - température d'entrée de l'air .

$$\Delta t_1 = t_{cL1} - t_c \quad \text{in K}$$

Plus cette chute de potentiel thermique moteur est importante, plus la puissance d'échange thermique est également élevée.

La chute de potentiel thermique moteur ne doit pas dépasser 15 K environ sur le côté du condenseur. De grandes différences de températures (température de condensation plus élevée), comme cela est usuel pour des raisons d'encombrement, de poids et de coûts dans les applications frigorifiques mobiles (10 - 30 K dans des conditions normales de fonctionnement) diminuent le rendement de l'installation.

3.3.3 Pression de condensation

La température du fluide varie fortement sur les condenseurs alimentés en air. Des températures extérieures élevées entraînent une augmentation de la pression de condensation et des températures basses une diminution. Il faut maintenir la pression de condensation à l'intérieur de certaines limites pour qu'une installation frigorifique puisse fonctionner de façon rentable. Des pressions de condensation élevées provoquent une diminution de la puissance frigorifique et une augmentation de la puissance absorbée du compresseur ainsi que des pressions de condensation trop basses influencent le fonctionnement des détendeurs. L'approvisionnement en fluide frigorigène de l'évaporateur est perturbé.

La pression de condensation génère les effets suivants :

Fig. 3-2. Effet des différents paramètres sur la pression de condensation

Influences	Effet
Augmentation de la température ambiante	p_c augmente
Diminution de la température ambiante	p_c diminue
Augmentation de la surface	p_c diminue
Diminution de la surface	p_c diminue
Encrassement (diminution de la valeur k)	p_c diminue
Augmentation du courant volumique d'air (augmentation de la valeur k)	p_c diminue
Panne de ventilateur	p_c augmente

Une température de condensation supérieure de 1 K diminue la puissance frigorifique d'environ 1,5 %.

3.4 Organe d'étranglement

L'***organe d'étranglement*** situé dans le circuit du fluide frigorigène a pour fonction de détendre un fluide frigorigène pour le faire passer d'une pression et d'une température plus élevées à une pression et une température plus basses. La détente a lieu immédiatement après la section la plus étroite du siège de la soupape du détendeur. Une partie du fluide frigorigène s'évapore lors de cette opération et prélève de la chaleur à la partie encore liquide. Lors de ce processus, le liquide frigorigène liquide est refroidi à la température d'évaporation.

L'organe d'étranglement a également pour fonction d'apporter à l'évaporateur suffisamment de fluide frigorigène pour que celui-ci puisse s'évaporer à l'état de fonctionnement respectif. Si l'évaporateur reçoit trop de fluide frigorigène, du liquide de fluide frigorigène non évaporé parvient dans l'évaporateur. Si l'évaporateur ne reçoit pas assez de fluide frigorigène, la surface de l'évaporateur n'est pas utilisée. La surchauffe de travail dans l'évaporateur peut alors être si importante que la température du compresseur finit par atteindre un niveau inacceptable. L'installation frigorifique atteint une efficacité élevée lorsque le fluide frigorigène est entièrement évaporé et quitte l'évaporateur avec une petite surchauffe de travail.

La détente du fluide frigorigène dans le détendeur est isenthalpique, ce qui signifie que le passage du fluide frigorigène à travers le détendeur ne conduit ni à une augmentation, ni à une diminution de la capacité thermique.

Le fluide frigorigène à haute pression est à l'état liquide à l'avant du détendeur. Le fluide frigorigène à basse pression se trouve à l'état de vapeur humide en aval du détendeur. Une évaporation partielle a eu lieu. 20 à 50 % du fluide frigorigène est évaporé, avant qu'il ne pénètre dans l'évaporateur.

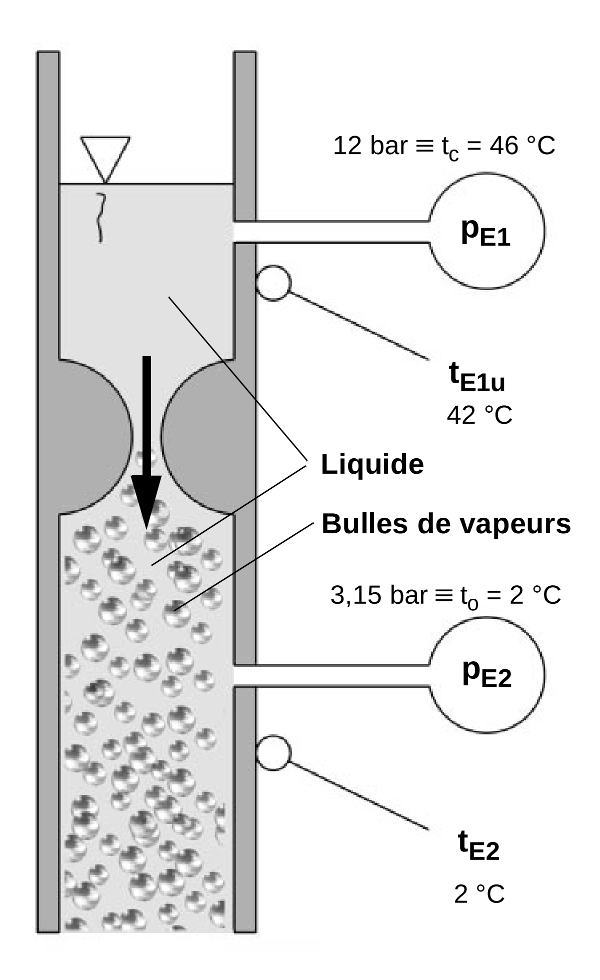


Fig. 3-9. Processus de détente du fluide frigorigène

Il faudra choisir le détendeur en fonction du mode de fonctionnement et de la construction de l'installation frigorifique. Les installations qui travaillent dans des conditions constantes pourront être équipées d'un clapet solide (tube de détente ou tube capillaire). Il est recommandé, si d'importantes modifications de charge sont observées pendant le fonctionnement d'utiliser une vanne réglable, p.ex. une soupape de détente thermoréglable.

Il est nécessaire pour chaque point de fonctionnement d'une installation frigorifique de prévoir un réglage spécial du détendeur. Étant donné que les soupapes ne peuvent pas être continuellement réajustées, (et ne doivent pas non plus être réajustées), le réglage des soupapes préalablement réglées lors de la mise en service de l'installation est une opération importante qui suppose certaines connaissances et une grande expérience.

Des soupapes de détente mal réglées (une surchauffe trop faible) entraîne souvent en cas d'arrêt de l'installation une stagnation du fluide frigorigène dans l'évaporateur et / ou dans le compresseur. Des coups de boutoir provoqués par le liquide entraînent souvent la détérioration du compresseur.

4 Les éléments du circuit du fluide frigorigène

4.1 Le compresseur

4.1.1 Généralités

Il n’existe pratiquement aucune installation frigorifique dans laquelle les compresseurs soient soumis à des conditions externes aussi contraignantes que celles rencontrées dans les applications frigorifiques mobiles. Outre des températures ambiantes d’environ -40 °C à +120 °C sur les voitures automobiles et des régimes d’environ 700 à 9 000 min^{-1} sur les camions et autobus, les compresseurs dont la puissance est mal réglée sont soumis, lors des nombreux cycles de mise en marche et d’arrêt avec des démarrages en quelques fractions de seconde, à des charges très élevées.

Presque tous les types connus de compresseurs ont été testés, voire utilisés dans le cadre des applications frigorifiques mobiles. Outre le compresseur à piston alternatif (compresseur à plateau oscillant ou compresseur à piston plongeur) - le plus largement répandu - les constructeurs de machines frigorifiques utilisent également des compresseurs rotatifs à palettes, des compresseur scroll (compresseur à spirales) et des compresseurs à vis.

Depuis 15 ans environ, les ingénieurs développent des compresseurs de haute technologie à puissance réglable. S’il est vrai que les utilisateurs ne pouvaient choisir avant 1980 qu’entre les compresseurs à 2 cylindres à pulsations élevées, fabriqué par YORK, le compresseur centrifuge radial à 4 cylindres, fabriqué par DELCO, et le compresseur à plateau oscillant à 6 cylindres d’un poids de 16 kg, fabriqué par FRIGIDAIR, il faut souligner que de grands progrès ont depuis lors été réalisés dans le domaine des compresseurs climatiques de véhicules automobiles.

Les compresseurs de fluides frigorigènes destinés à des applications frigorifiques mobiles doivent répondre aux exigences suivantes :

- Puissance frigorifique élevée à bas régimes (idle conditions)
- Petit et léger avec des débits volumiques toutefois importants
- Couple moteur constant, couple de démarrage peu élevé, pulsations réduites, marche silencieuse
- Régime stable jusqu’à env. 9 000 min^{-1}(automobile) ou jusqu’à env. 3 500 min^{-1}(autobus)
- Insensible aux températures ambiantes élevées (jusqu’à 120 °C)
- Insensible au liquide du fluide frigorigène aspiré (à-coups liquides)
- Puissance à réglage continu à commande extérieure (“externe“)
- Prix raisonnable et grande longévité
- Puissance absorbée réduite et par conséquent indice de performance élevé
- Insensible au fluide frigorigène recondensé dans la tête de cylindre

Il n’existe pas, étant donné que ces exigences se contredisent, de compresseur pouvant satisfaire à tous ces points.

Un compresseur à piston alternatif fournit dans des conditions idle (vitesse de rotation à vide 700 - 800 min^{-1}) une puissance frigorifique plus élevée qu’un compresseur scroll.

Un compresseur scroll par contre peut fonctionner sans problème à des régimes élevés. Il possède un bon coefficient de rendement, un couple relativement régulier et se montre insensible aux fluides frigorigènes liquides non évaporés.

Une puissance frigorifique élevée exige en marche à vide un débit massique élevé du fluide frigorigène, lequel ne peut être obtenu qu’à l’aide d’un compresseur de cylindrée conséquente ou d’un régime élevé (rapport > 1 : 1). Soit le compresseur à grand volume est surdimensionné pour les grands régimes, soit il tourne très rapidement pour un rapport de vitesse élevé, ce qui met en danger la résistance limite d’endurance.

En règle générale, le choix d’un compresseur est le fruit d’un compromis résultant de plusieurs exigences.

4.1.2 Compresseur à piston alternatif

Les masses vibrantes du mécanisme moteur (tige de piston et bielle) constituent assurément un ***inconvénient dans ce type de construction***. Il faut également mentionner dans ce contexte l’espace nuisible au niveau du point mort haut. Celui-ci influence le coefficient de rendement et n’offre pas suffisamment de place lorsque le fluide frigorigène liquide est aspiré. Les soupapes de travail situées côté aspiration et côté refoulement qui représentent une résistance et dont la tension du ressort doit être surmontée (influence négative sur le coefficient de rendement) constituent assurément un autre inconvénient.

L’***avantage*** du compresseur à piston alternatif réside dans son coefficient de rendement relativement élevé à des régimes bas (les soupapes de travail ont des effets négatifs sur le rendement du compresseur aux régimes élevés). Le compresseur doit en effet fournir une puissance frigorifique la plus élevée possible en marche à vide. Le compresseur à piston alternatif témoigne ici de sa grande puissance et se voit donner pour cette raison la préférence aux autres types de compresseur.

Les ***compresseurs à piston axial*** (compresseur à plateau oscillant) sont utilisés dans la climatisation de véhicules automobiles et des véhicules utilitaires. Les autobus et autres installations nécessitant une puissance frigorifique plus importante sont équipés de ***compresseur à piston plongeur***.

Dans les compresseurs à piston plongeur, le piston est relié directement au vilebrequin par l’intermédiaire de la bielle. Dans les compresseurs à piston axial, les bielles sont fixées sur un plateau oscillant.

La figure suivante représente une coupe d’un compresseur à piston alternatif ouvert (compresseur à piston plongeur.

4.1.2.1 Compresseur à piston plongeur

Chambre d'aspiration
Sortie du compresseur
Soup. aspiration
Chambre sous pression
Piston
Soupape de refoulement
Bielle
Entrée du compresseur
Trou de graissage
Vilebrequin
Pompe à huile
Verre de regard
Tamis à huile
Garniture méc. d'étanchéité
Carter à huile

Fig. 4-1. Vue schématique d'un compresseur ouvert à piston plongeur, entreprise Bock



Fig. 4-2. Compresseur à piston plongeur FK 40 de l'entreprise Bock

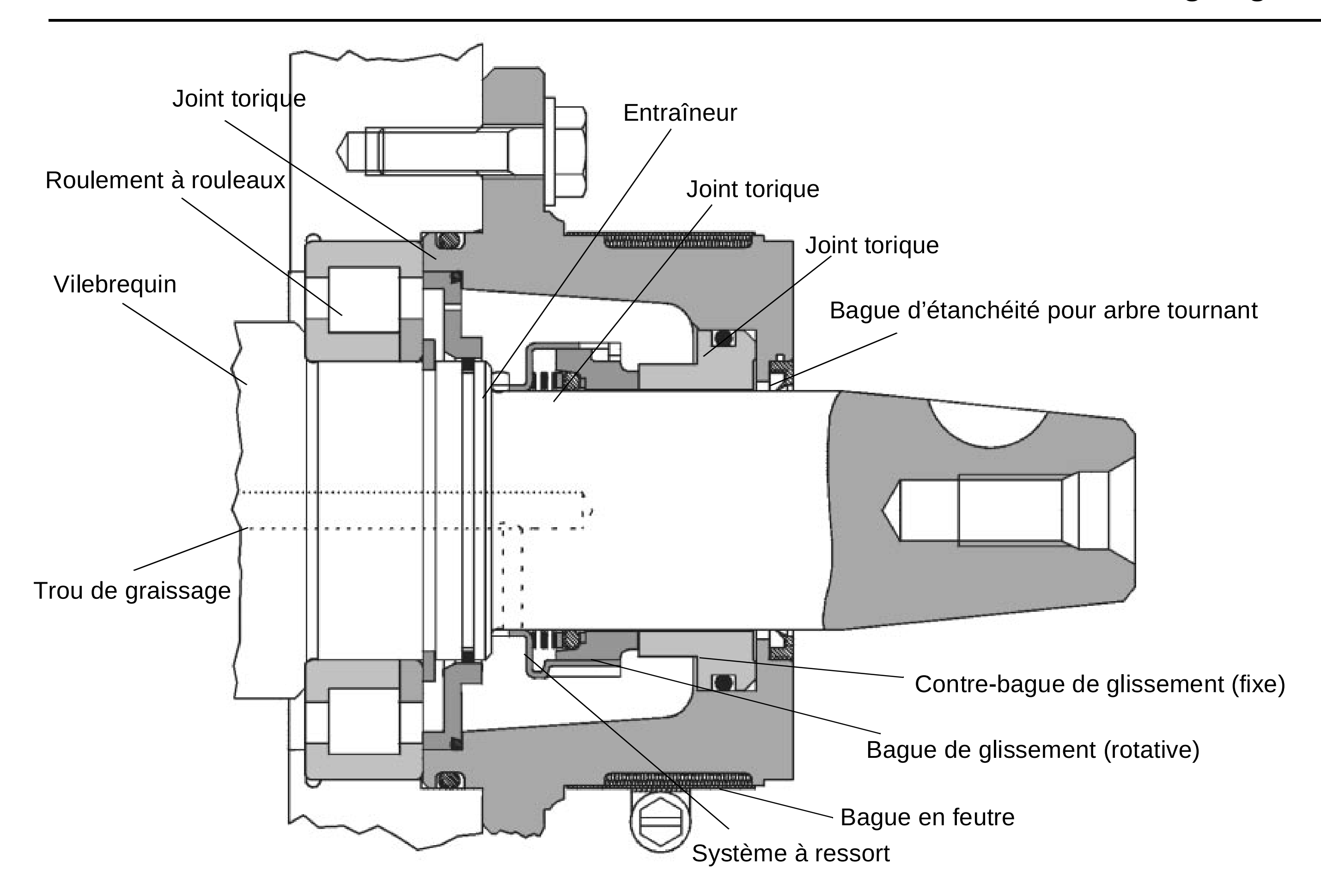


Fig. 4-3. Garniture étanche à anneau glissant du passage de l'arbre d'un compresseur ouvert (entreprise Bitzer)

Le compresseur représenté sur la figure possède un arbre moteur guidé vers l'extérieur. Le type d'entraînement peut être choisi à souhait selon les cas d'utilisation. Ce type de construction se prête pour cette raison à toutes les utilisations.

La garniture étanche à anneau glissant de l'arbre moteur sur laquelle apparaissent de petites fuites, aussi bien d'huile que de fluide frigorigène, présente donc des inconvénients. La figure ci-dessus représente la construction d'un dispositif d'étanchéité d'arbre d'un compresseur ouvert.

Les garnitures étanches à anneau glissant comprennent un système à ressort, une bague de glissement rotative et une contre-bague de glissement fixe. Il est impossible d'utiliser des soufflets métalliques à la place d'un système à ressort.

Le système à ressort de la bague de glissement est nécessaire pour une alimentation suffisante en huile. La contre-bague de glissement est montée dans le couvercle de boîtier et l'étanchéité est réalisée au moyen de joints toriques. Des joints profilés ainsi que des joints toriques sont utilisés dans le système à ressort ainsi qu'entre le système à ressort et l'arbre.

Il est nécessaire de disposer d'une alimentation en huile suffisante pour assurer la bonne étanchéité des bagues de glissement. La bague de glissement est pressée au moyen du système à ressort contre la contre-bague de glissement. La pression exercée dans le carter du compresseur presse l'huile dans la fente située entre les bagues de glissement (palier hydrostatique). De plus, le mouvement de glissement tangentiel des surfaces d'étanchéité ondulées draîne les restants d'huile dans le palier (palier hydrodynamique). Les bagues de glissement sont séparées et rendues étanches les unes par rapport aux autres au moyen d'un film d'huile très mince. Étant donné qu'il est nécessaire pour l'étanchéité de disposer d'un petit filet d'huile, il ne sera par conséquent pas possible d'obtenir une étanchéité complète. L'huile qui s'échappe est retenue par la bague d'étanchéité de l'arbre radial et s'écoule par un orifice sous la bague en feutre. Celle-ci absorbe l'huile qui s'échappe et empêche ainsi que le compresseur ne s'encrasse.

4.1.2.2 Compresseur à piston axial

Le compresseur à piston plongeur engendre, en raison de son nombre réduit de cylindres, de fortes pulsations dans les conduites du fluide frigorigène. De plus, le régime est limité par les masses oscillantes élevées. Les exigences imposées au secteur automobile en matière de douceur de marche des installations frigorifiques a incité les concepteurs à augmenter le nombre de cylindres du compresseur. Le compresseur à piston axial (compresseur à plateau oscillant) offre, grâce à sa construction la possibilité de fabriquer des compresseurs très compacts résistant aux grandes vitesses de rotation et possédant un nombre de cylindres élevé (jusqu'à 10).

Le compresseur à piston axial est la plupart du temps entraîné par une courroie trapézoïdale du moteur du véhicule. Ce dispositif d'accouplement n'est pas utilisé sur les compresseurs modernes non réglés à variation de puissance. Cet accouplement est en partie omis sur les compresseurs modernes à réglage de puissance.

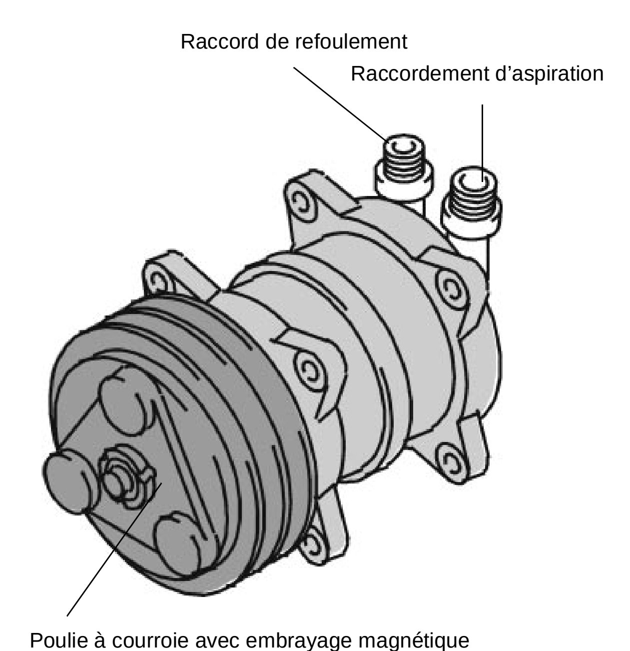


Fig. 4-4. Compresseur à piston axial

La figure 4-5 représente un compresseur à piston axial à action simple (les pistons ne refoulent que dans une direction) avec un plateau oscillant fixe.

Le compresseur possède plusieurs pistons dont le mouvement axial est généré à l'aide du plateau oscillant relié à l'arbre du compresseur. Chaque tête de cylindre est équipée de deux soupapes à fonctionnement automatique, Ces soupapes sont conçues de telle sorte qu'elles assurent automatiquement l'écoulement du fluide frigorigène aussi bien pendant le temps d'aspiration que pendant le temps d'échappement.

Le graissage est effectué grâce à la différence de pression entre la pression régnant à l'intérieur du boîtier du compresseur et celle générée lors de l'aspiration grâce d'une part à la centrifugation de l'huile causée par les pièces en rotation et l'huile entraînée par le flux du fluide frigorigène d'autre part.

4.1.3 Compresseur à palettes

Le compresseur est normalisé sous la dénomination de "compresseur à tiroir rotatif". Les compresseurs à palettes sont plutôt destinés pour les petites puissances frigorifiques, alors que les compresseurs à plateau oscillant sont conçues pour des puissances frigorifiques plus importantes. Les compresseurs à palettes ont une cylindrée de 50 bis 150 cm^3, tandis que les compresseurs à plateau oscillant ont des cylindrées allant de150 bis 200 cm^3. Il existe des compresseurs à palettes possédant 3, 4 ou 5 palettes. Le modèle à 5 palettes a une marche identique à celle d'un compresseur à piston alternatif de 10 cylindres. Un modèle à 3 palettes correspond à un compresseur à piston alternatif de 6 cylindres. Ils ont un régime stable jusqu'à environ 8 000 min^{-1} et offrent une grande douceur de marche.

Fonctionnement

Dans un boîtier cylindrique, le rotor tourne autour d'un axe excentrique à l'axe du cylindre. Le rotor est muni, pour la subdivision de l'espace de travail falciforme de palettes (ailettes) qui sous l'effet de la force centrifuge exercent un

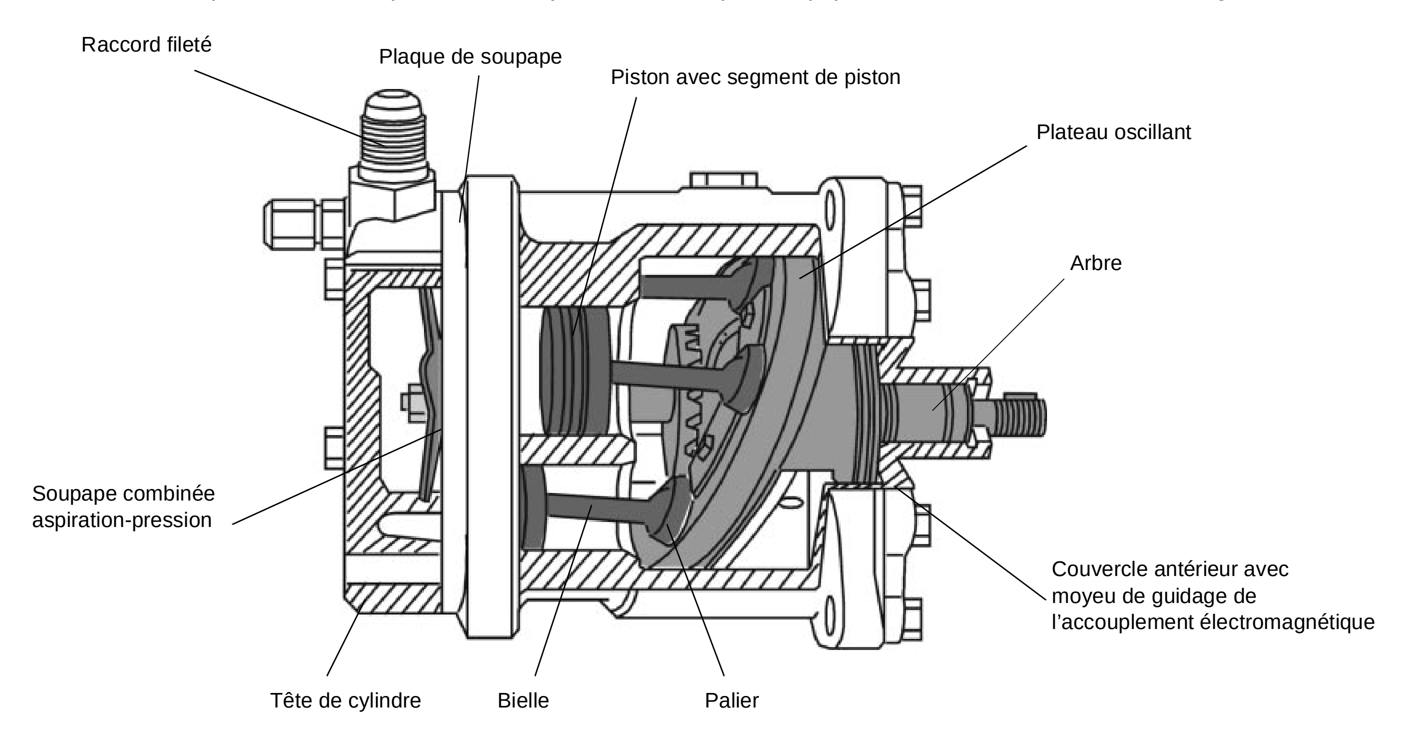


Fig. 4-5. Coupe à travers un compresseur à piston axial

action hermétique sur les parois du boîtier. Afin d'empêcher une marche retour du compresseur lors de la mise hors service, celui-ci est souvent équipé d'une soupape de retenue.

La figure 4-6 représente un compresseur à palettes comprenant 5 palettes et un manteau ovale fonctionnant à double flux.

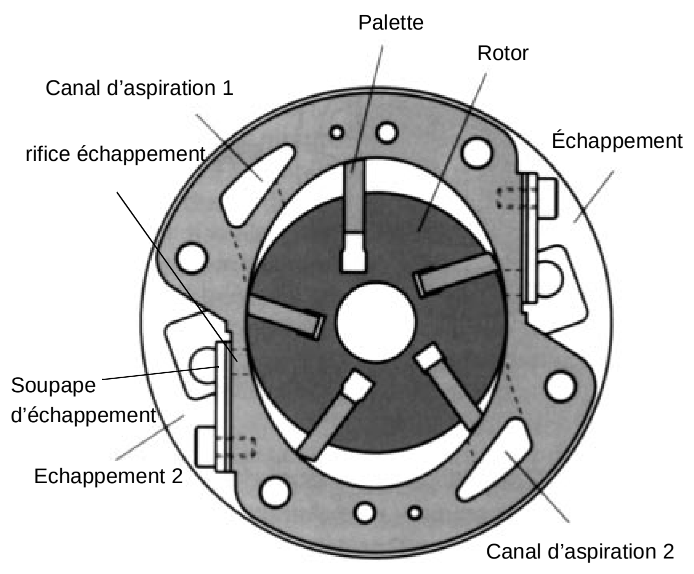


Fig.4-6. Compresseur à palettes avec 5 palettes

L'excellent équilibre des masses qui autorise des régimes élevés pour des marches très douces rendent le compresseur à palettes très avantageux. Étant donné que les palettes n'exercent leur étanchéité qu'à des régimes plus élevés , le compresseur fonctionne sans contrainte. De plus, ce type de construction est plus compact qu'un compresseur comparable à plateau oscillant.
L'énergie motrice nécessaire élevée (pertes par friction et pertes d'étanchéité importantes) imposée par le type de construction constitue un inconvénient. Étant donné que ces pertes sont converties en chaleur, la température finale de compression est plus élevée sur les compresseurs à plateau oscillant ou les compresseurs scroll. Afin d'obtenir une bonne étanchéité, les compresseurs à palettes fonctionnent avec un pourcentage d'huile plus élevé (jusqu'à 10 % d'huile dans le fluide frigorigène) et des lubrifiants à haute viscosité. Un pourcentage d'huile plus important dans le circuit altère le rapport de transmission thermique dans l'échangeur de chaleur. Afin de réduire ce pourcentage d'huile, un séparateur d'huile est souvent intégré dans le compresseur.

4.1.4 Compresseur scroll

Le scroll est un phénomène de compression simple qui fut breveté pour la première fois en 1905. Un scroll n'est rien d'autre qu'une développante spiralée qui en fusionnant avec une ou plusieurs autres formes scroll engendre les deux éléments une série de poches de gaz falciformes.

Fonctionnement

Lors de la compression, une spirale reste stationnaire (scroll fixe), tandis que l'autre spirale entoure le premier profil (non rotative). Au cours de ce mouvement, les poches de gaz entre les deux profils se déplacent lentement vers le centre des deux spirales, leur volume diminuant dans un premier temps. Lorsque la poche a atteint le centre des formes scroll, le gaz désormais sous haute tension est évacué vers un orifice d'échappement prévu à cet effet. Le processus présente une grande homogénéité car plusieurs poches de gaz sont comprimées en même temps. Aussi bien le processus d'aspiration (à la partie extérieure des spirales) que le processus d'échappement (à la partie intérieure) sont pratiquement continus.

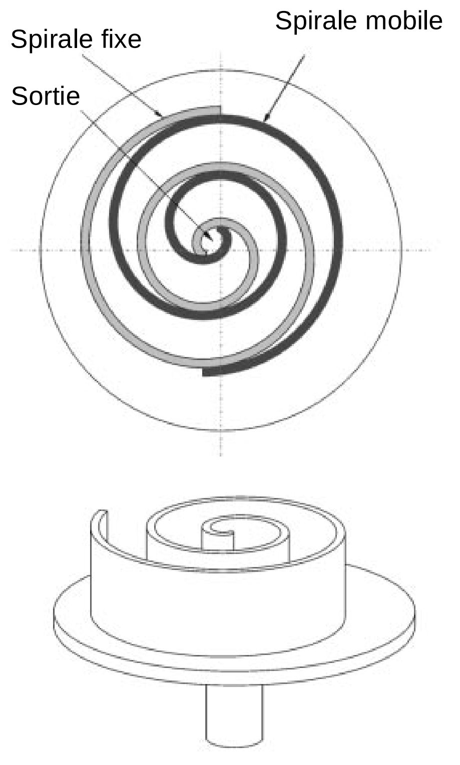


Fig. 4-7. Compresseur scroll

Processus de compression

La figure 4-8 représente en détail le processus de compression

1 La compression est générée par l'action combinée d'une spirale en rotation et d'une spirale stationnaire. Tandis qu'une spirale effectue un mouvement de rotation, du gaz pénètre dans les orifices situés à la périphérie externe.
2 Les orifices d'admission se ferment pendant que le gaz afflue dans les spirales.
3/4 Pendant que la spirale continue de décrire un mouvement rotatif, le gaz est comprimé dans deux poches dont le volume diminue progressivement.
5/6 Lorsque le gaz est finalement parvenu dans l'orifice situé au centre, la pression de refoulement est atteinte et le gaz est évacué.

En effet les six poches de gaz se trouvent pendant le fonctionnement du compresseur à différents stades de compression entraînant ainsi un processus d'aspiration et d'échappement continu.

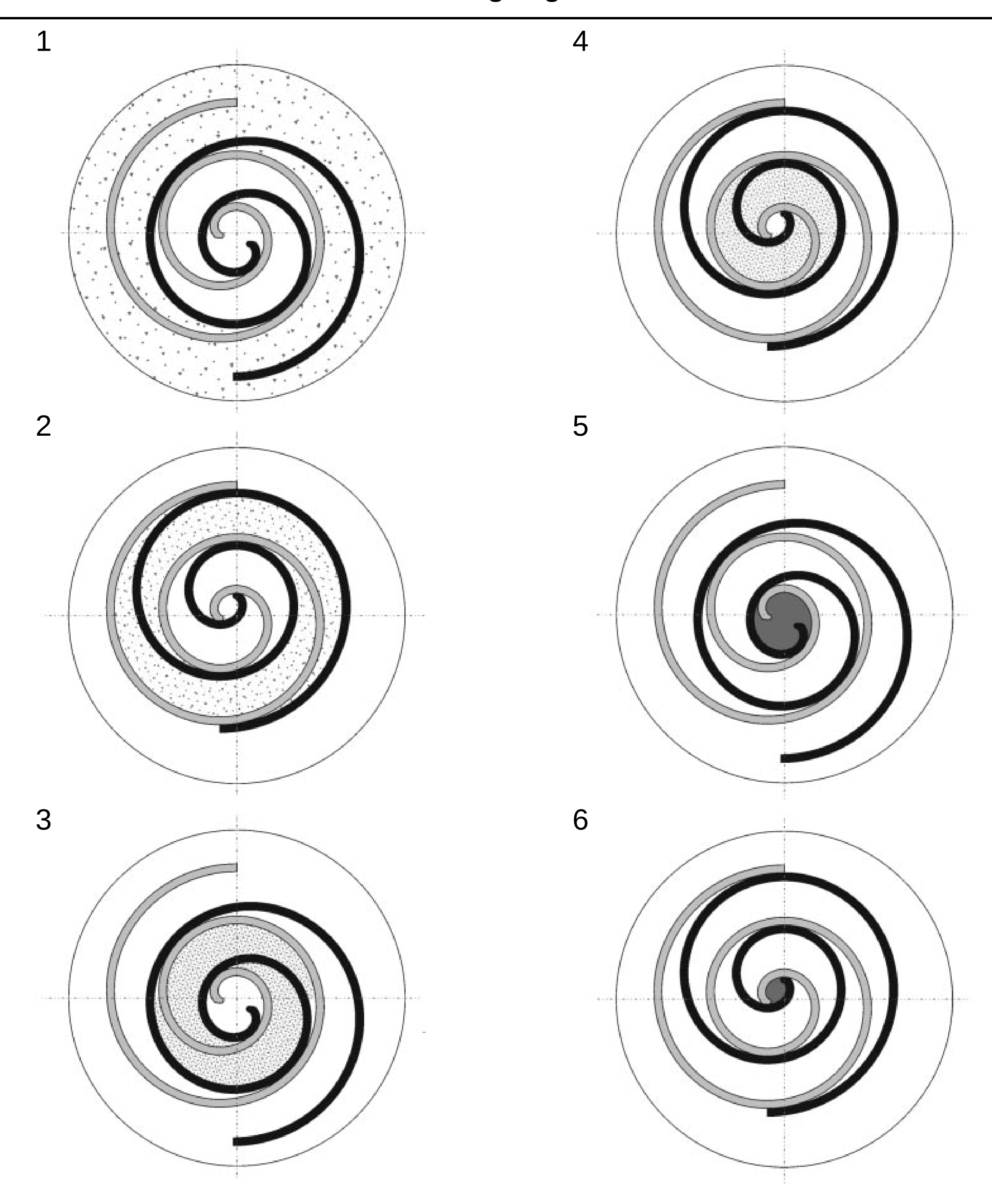


Fig. 4-8. Processus de compression d'un compresseur scroll

Lors de la marche, un bref son métallique peut être perçu qui est dû au contact initial des spirales. Ce phénomène est normal. Après la mise hors service, alors que les pressions internes s'équilibrent, le compresseur peut pendant un bref instant revenir en arrière. Il est nécessaire, afin d'éviter ce phénomène, d'installer une soupape de retenue.

Avantages

En raison de la construction du scroll, les éléments internes de compression fonctionnent sans contrainte et affichent un excellent confort de marche. Le scroll nécessite aucune soupape de travail et autorise des régimes plus élevés que ceux d'un compresseur à piston alternatif. Cela conduit, pour une puissance frigorifique donnée, à des compresseurs plus petits, moins onéreux et moins encombrants. Il est possible d'atteindre de bons rendements pour de hautes températures d'évaporation et des régimes élevés.

L'absence de soupapes de travail et - sur certains modèles - la possibilité d'une mobilité axiale et radiale de la spirale rend ce type de compresseur insensible aux aspirations humides et particules de poussières.

Inconvénients

Un inconvénient important du compresseur scroll réside dans sa baisse du coefficient de rendement aux régimes de compression faibles. Afin de compenser la chute de la puissance frigorifiques qui en résulte, le compresseur scroll devra fonctionner au ralenti avec une multiplication supérieure à 1,5 fois. Si le régime du moteur est plus élevé, les régimes du compresseur dépasseraient 10 000 min^{-1}.

4.1.5 Compresseur à vis

Au cours des dernières années, les compresseurs à vis ont connu un développement rapide. Ce type de construction est surtout utilisé dans les secteurs de la climatisation pour une puissance frigorifique supérieure à 20 kW environ. Ces compresseurs sont également utilisés dans le secteur des autobus.

Le compresseur à vis à deux arbres comprend deux rotors différents (piston rotatif) qui tournent sans contact dans un carter étroitement dimensionné. Le rotor principal possède dans sa partie frontale des dents de forme convexe, tandis que le rotor secondaire est doté de dents de forme concave. La combinaison dentaire actuelle la plus répandue prévoit 4 dents sur le rotor principal et 6 dents sur le rotor secondaire. Lors de la rotation des rotors, les espaces interdentaires sont modifiés en raison de leur forme hélicoïdale; ils augmentent de volume d'un côté (aspiration) et diminue de l'autre (compression et expulsion). La puissance de la compression est déterminée par des arêtes de commande solidement fixées. L'huile assurant l'étanchéité des vis les unes par rapport aux autres, une quantité importante d'huile pénètre dans le circuit. Cette huile est la plupart du temps retenu au moyen d'un séparateur d'huile interne.

Il existe également des compresseurs à vis à un arbre qui comprennent un rotor et deux plateaux dentés.

Avantages

- Régime élevé possible
- Taux de compression possible de 25 - 30
- Nombre réduit de pièces en mouvement
- Absence de soupape
- Absence d'équilibrage de masse, vibrations réduites
- Poids réduit
- Construction de faible encombrement
- Indice de performance maximum pour un taux de compression optimal

Inconvénients

- Injection d'huile nécessaire pour l'étanchéité et par conséquent puissance absorbée nécessaire
- Mauvais comportement aux charges partielles

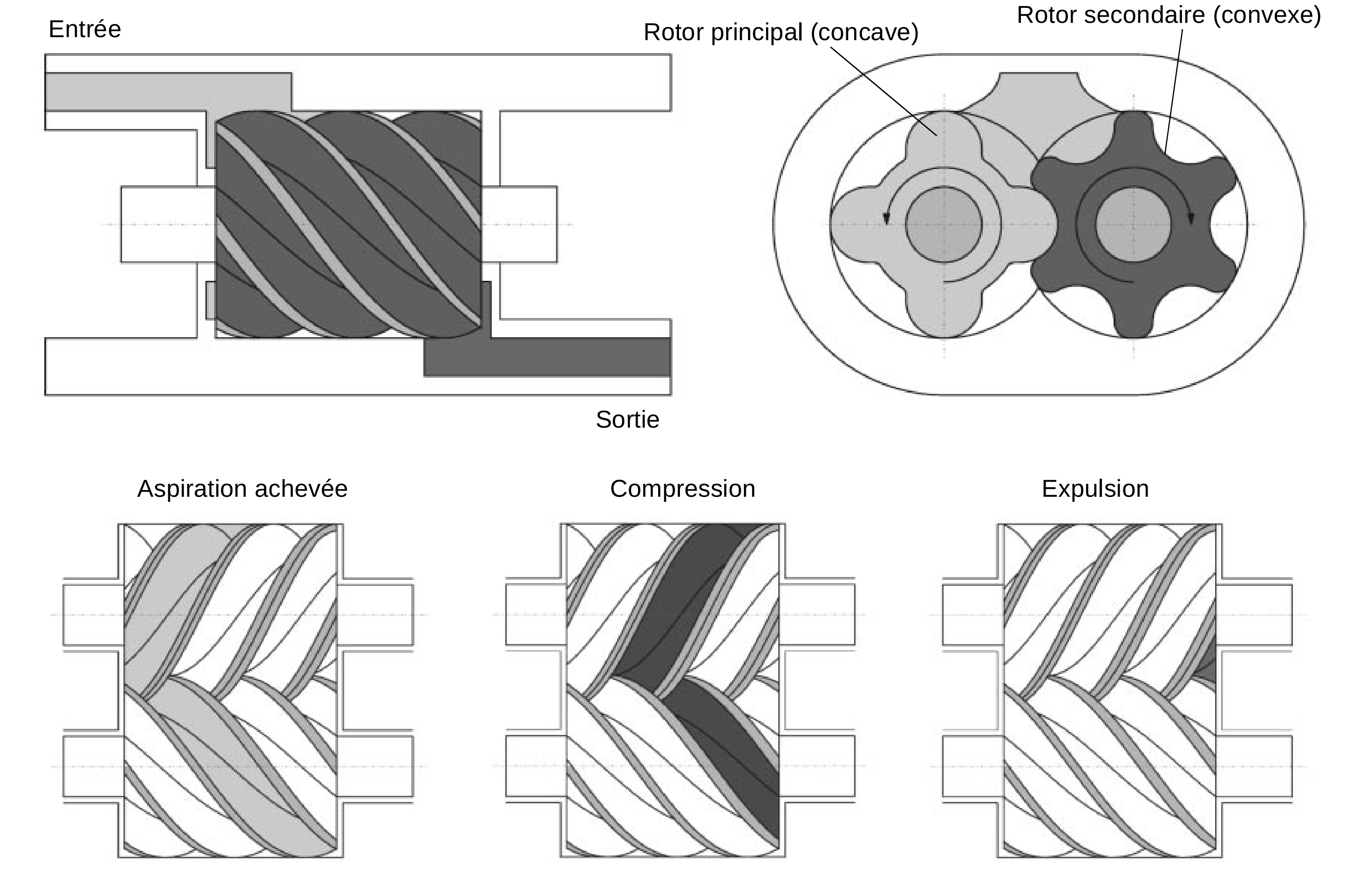


Fig 4-9. Coupe schématique d'un compresseur à vis

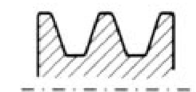
4.1.6 Entraînement du compresseur

Les compresseurs ouverts sont entraînés au moyen d'un dispositif d'accouplement ou d'une courroie entraînée par un moteur électrique, un moteur à combustion interne ou un moteur hydraulique. Le bon ***positionnement*** des bouts d'arbres les uns par rapport aux autres (aligné pour les dispositifs d'accouplement, parallèle pour les entraînements à courroies) revêt une grande importance pour un fonctionnement optimal entre le compresseur et le moteur. Il faudra prévoir sur les compresseurs à piston alternatif, selon le nombre de cylindres, le réglage de la puissance et le domaine d'utilisation, un moment d'inertie du côté compresseur. Celui-ci est la plupart du temps présent grâce à la couronne à rainures nécessaire.

Les poulies à courroies utilisées sont des poulies à courroie trapézoïdales (1 ou 2 rainures) ou des poulies à courroie nervurée (en règle générale 3 - 8 rainures).

Poulie à courroie trapézoidale à 1 ou 2 rainures





Poulie à courroie nervurée à 6 rainures

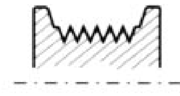


Fig. 4-10. Types de poulies à courroie

Les valeurs indiquées par le constructeur du compresseur devront être scrupuleusement respectées pour la ***tension préliminaire de la courroie***. La force utilisée pour la tension préliminaire de la courroie, comme l'illustre la figure 4-11, ne doit pas dépasser F_{max} = 2 750 N au point d'application de la force. Si le point d'application de la force se décale vers l'avant (L_1), la force tolérée maximale diminue en fonction de la distance du point d'application de la force.

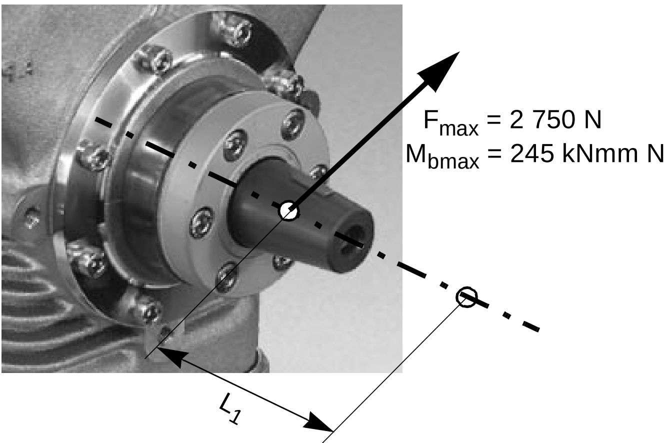
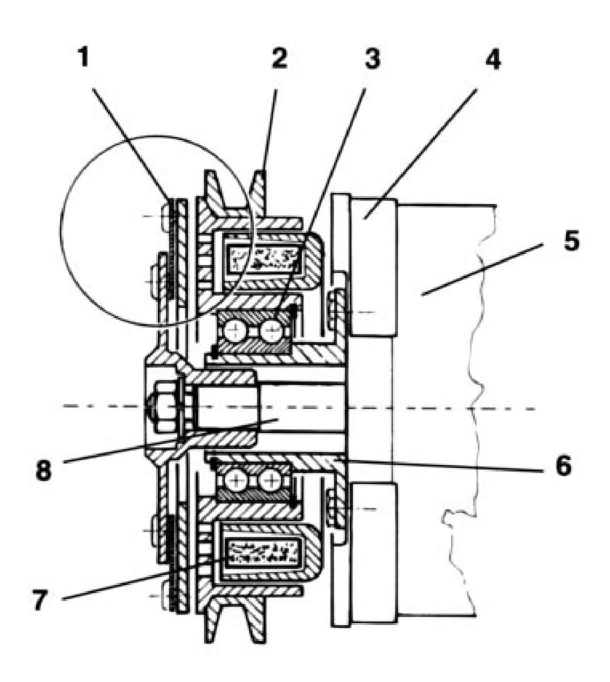
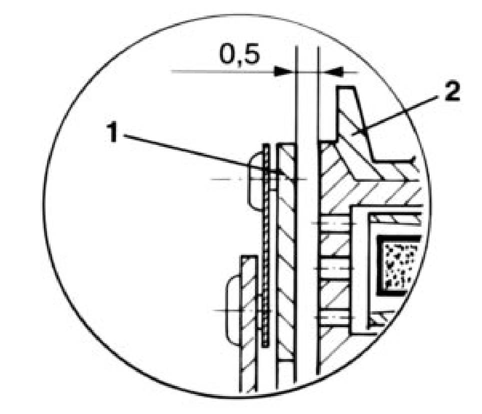


Fig. 4-11. Tension préliminaire de la courroie (entreprise Bock)

La tension préliminaire de la courroie devra de nouveau être vérifiée après un certain temps de mise en service. L'arbre du compresseur ne devra être sollicité que dans les directions autorisées par le constructeur. La poulie à courroie devra être montée si possible près du palier du compresseur afin de minimiser les charges sur le palier. Un montage défectueux des commandes à courroie, des cognements ou secousses de courroie ou des tensions de serrage trop élevées peuvent endommager le compresseur.

La figure 4-12 représente une coupe d'***embrayage magnétique*** au repos. Si la bobine (7) n'est pas alimentée en électricité, il n'y a pas de contact entre la plaque frontale d'accouplement (1) et la poulie à courroie (2). Un ressort maintient la plaque frontale éloignée de la poulie à courroie. La poulie à courroie tourne avec le palier (3) en marche à vide, le compresseur ne travaille pas. Si la poulie est alimentée en électricité (12 ou 24 V), un champ est généré qui attire la plaque frontale d'accouplement. La plaque frontale et par conséquent l'arbre du compresseur (8) est entraîné par la poulie à courroie, le compresseur se met en marche.





1	Plaque frontale d'accouplement	5	Corps du compresseur
2	Poulie à courroie	6	Logement du palier
3	Palier	7	Bobine
4	Tête du compresseur	8	Arbre du compresseur

Fig. 4-12. Accouplement magnétique

Dans une installation de climatisation active, l'accouplement magnétique ou le régulateur de pression est commandé par des thermostats antigivre.

En règle générale, l'embrayage magnétique est conçu pour la durée de service du compresseur. Une tension d'alimentation trop faible (capacité de la bobine trop faible), une pression excessive dans l'installation de climatisation (commutation fréquente du régulateur de pression), surfaces encrassées d'huile ou mauvais réglage du jeu entre la poulie à courroie et le disque d'entraînement conduisent à des glissements et à une usure précoce de l'accouplement magnétique

4.2 Condenseur

Afin d'obtenir la meilleure transmission thermique possible, le condenseur comprend des tubes et des lamelles solidement fixés entre eux. La ventilation est obtenue par le biais de ventilateurs ou le courant d'air engendré par le déplacement.

4.2.1 Condenseur sans surrefroidisseur

Le ***condenseur à tubes et à lamelles*** est le type de refroidisseur le plus usité. Les tubes sont fabriqués, selon les utilisations auxquels ils sont destinés en aluminium ou en cuivre; les lamelles sont fabriquées en aluminium.

Afin que le liquide du fluide frigorigène puisse s'accumuler dans la partie inférieure lors de la condensation dans l'échangeur de chaleur et que la soupape de détente soit alimentée en liquide, l'entrée du fluide frigorigène dans le condenseur est toujours positionnée dans la partie supérieure. Le raccordement de sortie est généralement un peu plus petit que le raccordement d'entrée, car le fluide frigorigène liquide a une densité plus élevée.

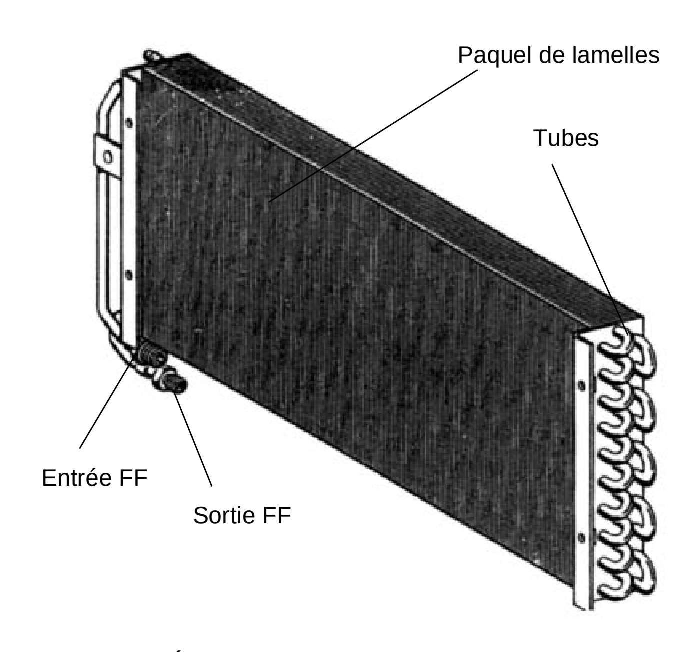
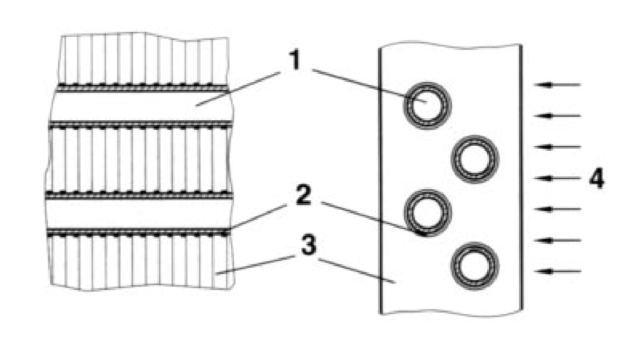


Fig. 4-13. Échangeur de chaleur à lamelles et à tubes



1 Tube
2 Paquet
3 Lamelle
4 Courant d'air

Fig. 4-14. Construction du condenseur à lamelles et à tubes

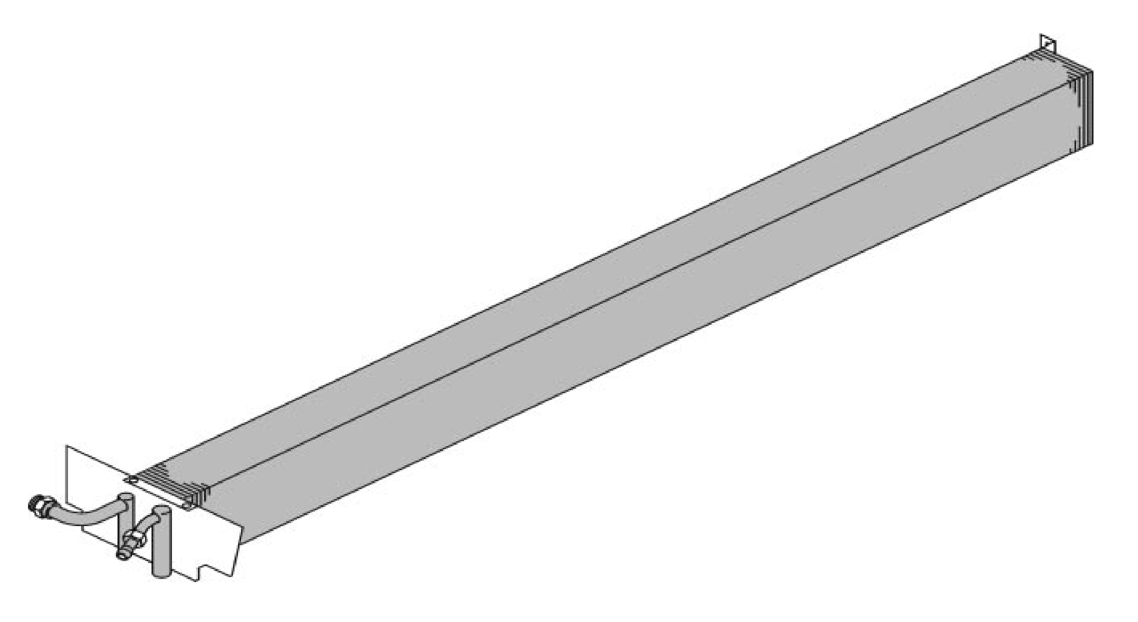


Fig. 4-15. Exemple d'un condenseur d'autobus

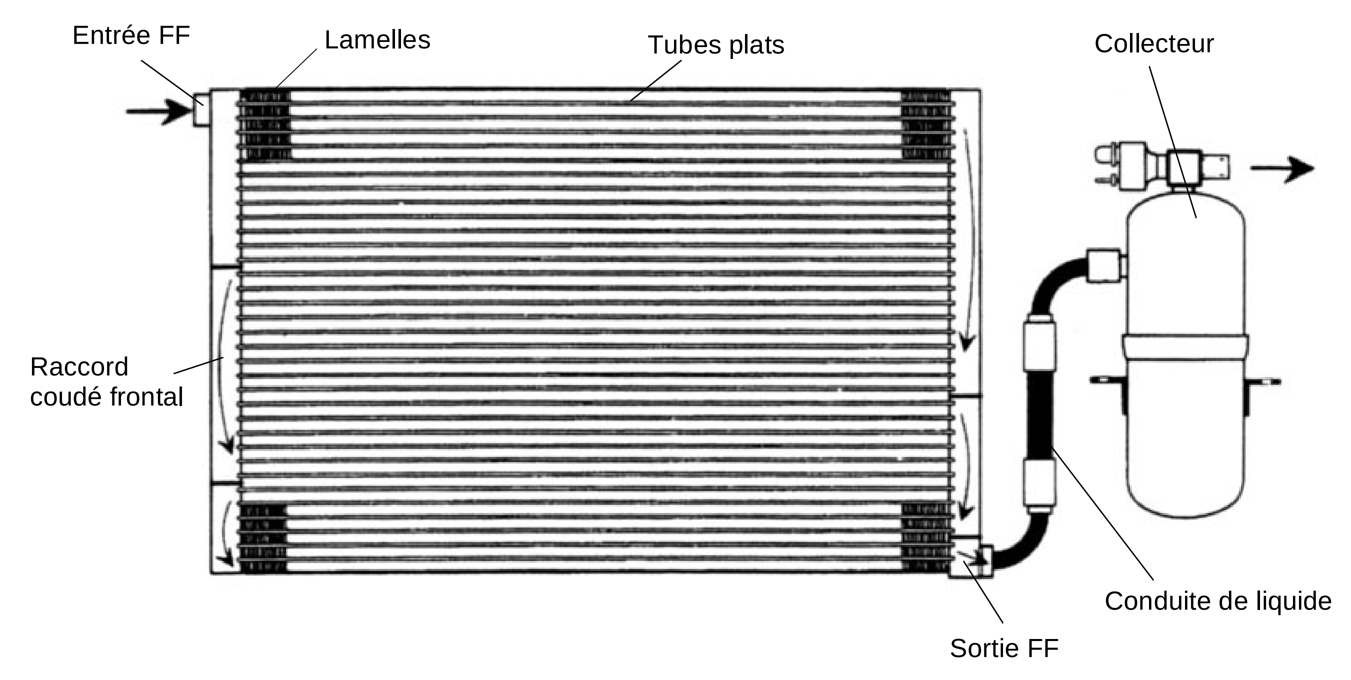
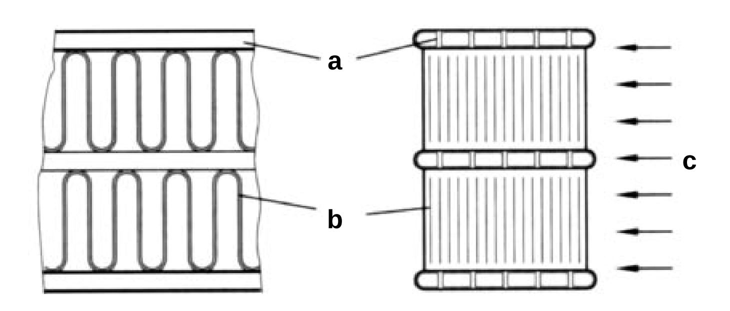


Fig. 4-16. Condenseur à flux parallèle

On utilise depuis peu des ***condenseurs à flux parallèle*** (condenseur à débit parallèle) dans la climatisation des véhicules automobiles (voir figure 4-16). Ces derniers sont entièrement construits en aluminium.

Le fluide frigorigène est d'abord réparti puis dirigé à travers plusieurs tubes plats disposés en parallèle. Il se rassemble dans les raccords coudés frontaux, dévié et réparti sur les tubes plats suivants. Afin d'assurer une vitesse d'écoulement élevée, la section d'écoulement diminue progressivement à l'extrémité du condenseur.



a Tube plat b Lamelles c Courant d'air

Fig. 4-17. Construction d'un condenseur à flux parallèle

Comparée aux échangeurs thermiques à lamelles et à brides traditionnels, cette technique permet d'obtenir pour des volumes d'encombrement identiques un échangeur thermique élevé.

Il est nécessaire, afin d'obtenir un fonctionnement parfait du condenseur, de disposer d'un courant d'air frais suffisant et d'une surface propre.

4.2.2 Condenseur avec surrefroidisseur

Il est recommandé, étant donné que la transmission thermique dans la zone de surrefroidissement du condenseur n'est pas bonne, de supprimer la zone de surrefroidissement dans le condenseur. Il suffira pour y parvenir de monter un collecteur à haute pression (voir figure 4-16). Celui-ci sépare le liquide du fluide frigorigène des bulles de vapeur restantes et garantit ainsi une alimentation en liquide à l'avant de la soupape de détente.

Il faudrait, sans collecteur, garantir l'alimentation en liquide par retenu de fluide frigorigène dans le condenseur. Cette retenue de fluide frigorigène liquide entraîne à vrai dire une réduction de la surface d'échange thermique utilisable pour la condensation, la pression augmente, la puissance et le rendement de l'installation diminuent.

Il arrive souvent que des installations à collecteur soient tellement surchargées que le surrefroidissement devienne impossible malgré le collecteur. Le collecteur ne sert plus que de réservoir d'accumulation pour d'éventuels fuites frigorigène. Ce surrefroidissement, la plupart du temps, ne peut améliorer la puissance de l'installation.

Le condenseur avec son surrefroidisseur permet par surrefroidissement d'améliorer la puissance de l'installation. Le liquide du fluide frigorigène doit être séparé, à la sortie du condenseur de la vapeur restante contenu dans le fluide frigorigène au moyen d'un réservoir ou d'un tube collecteur. Le liquide est de nouveau conduit à travers l'unité de l'échangeur thermique qui le refroidit. La séparation de phase est nécessaire, car la zone de condensation se déplacerait dans le surrefroidisseur et aucun surrefroidissement ne serait dès lors possible.

La surface de condensation est entièrement disponible pour la captation de chaleur et la condensation. Il est ainsi possible d'obtenir une puissance frigorifique élevée et un meilleur rendement de l'installation.

Il est possible, si aucun collecteur séparé n'est installé, d'obtenir la séparation de phase dans un tube collecteur

plus important et conduire ensuite le liquide à travers le paquet de l'échangeur thermique.

4.2.3 Ventilateur

Les ventilateurs utilisés sur les condenseurs sont, selon les besoins requis, des ventilateurs axiaux ou des ventilateurs radiaux.

Les ***ventilateurs axiaux*** ne sont utilisables que lorsqu'il s'agit de surmonter de faibles résistances côté air, tel que par exemple la libre aspiration et l'expulsion de l'air et qu'il n'existe pas non plus de paquet de lamelles trop profond et d'écartement de tube trop étroit..



Fig. 4-18. Ventilateur axial

Il faudra veiller à respecter les prescriptions de montage, tels qu'un écartement suffisant avec le paquet de lamelles, un cône d'entrée ainsi qu'une protection contre les contacts destinés à répondre aux impératifs de la technique des fluides.

Les ***ventilateurs radiaux*** sont conçus pour les grandes différences de pression côté air (filtre à air, système de répartition de l'air). On pourra utiliser des évaporateurs compacts avec des paquets de lamelles profondes (plus de 4 à 5 séries de tubes)..

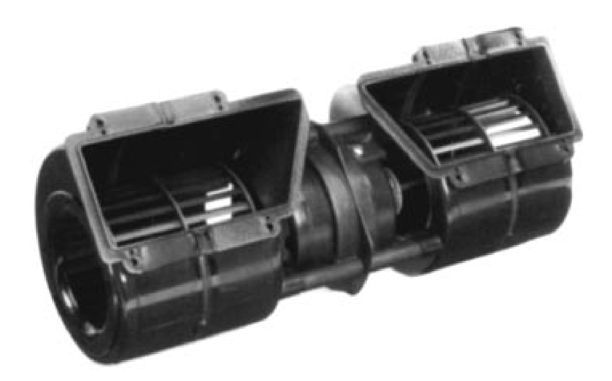


Fig. 4-19. Ventilateur radial à deux soufflantes

L'effet de l'encrassement du paquet de lamelles sur le débit volumétrique d'air n'est pas aussi important sur les ventilateurs radiaux que sur les ventilateurs axiaux.

4.3 Collecteur

La puissance frigorifique d'une installation diminue fortement lorsque des bulles de vapeur sont retenues dans le liquide du fluide frigorigène en amont de l'organe de détente. Afin d'éviter absolument cet état, le fluide frigorigène devra être surrefroidi de quelques degrés Kelvin où la vapeur restante du fluide frigorigène devra être séparée dans un collecteur du liquide du fluide frigorigène.

Les installations frigorifiques à mode de fonctionnement variable - températures d'évaporation et régimes de compresseur différents - entraînent parfois des modifications très importantes quand à la quantité de remplissage du fluide frigorigène dans l'évaporateur. Les soupapes de détente à ligne caractéristique plate ou les soupapes MOP génèrent parfois des quantités de remplissage de l'évaporateur asservie à la charge. Le fluide frigorigène situé dans l'évaporateur et non nécessaire momentanément devrait être stocké sans effets négatifs du côté des hautes pressions. Cette situation plaide pour l'utilisation d'un collecteur à haute pression.

Le collecteur a éventuellement pour autre fonction de servir de réservoir de stockage en cas de fuite.

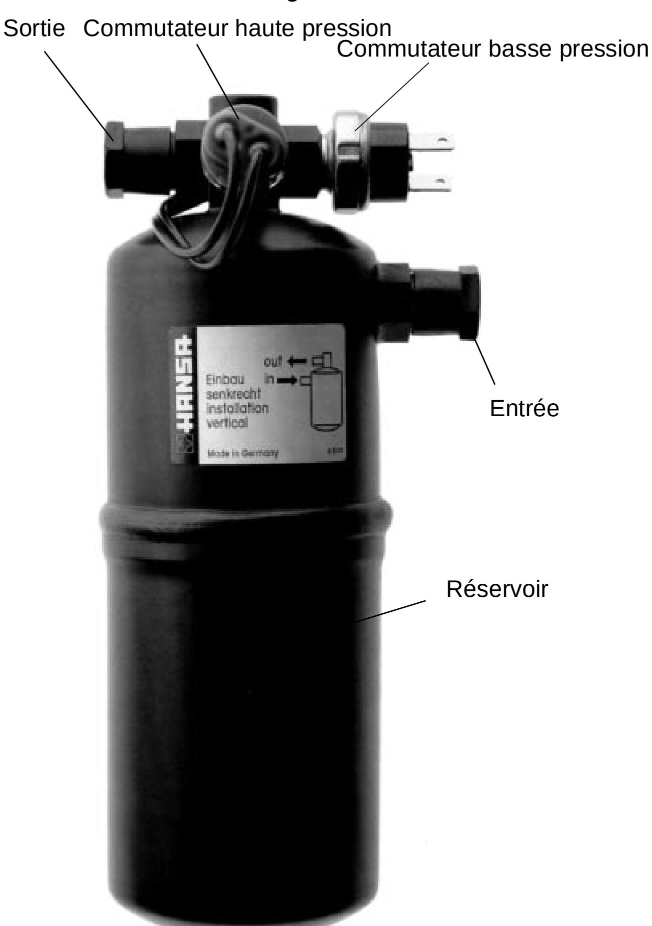


Fig. 4-20. Collecteur d'une installation frigorifique d'automobile

Le collecteur permet d'atteindre, pour une quantité de remplissage correcte, un surrefroidissement de 0 K environ. Une chute de pression dans la conduite de liquide conduit rapidement à la formation de bulles de vapeur. Le

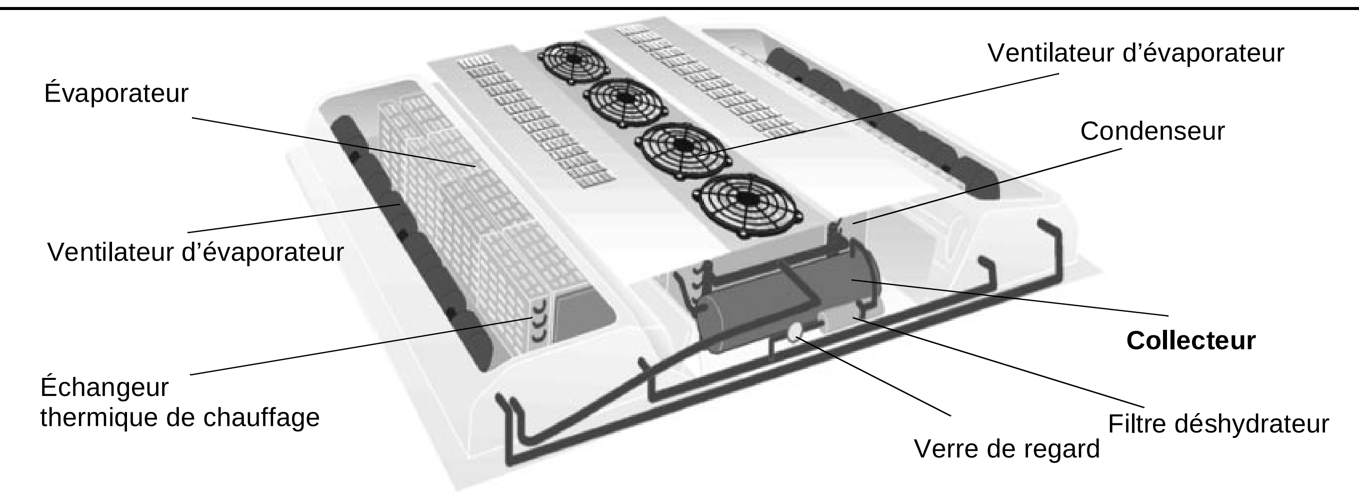


Fig. 4-21. Exemple de montage du collecteur d'un climatiseur d'autobus

surrefroidissement n'est possible, lorsque le collecteur est opérationnel, que si l'on ajoute un serpentin de surrefroidissement supplémentaire dans le condenseur ou par surremplissage.

Fonction

La vapeur humide pénètre latéralement dans le récipient. Le liquide se dépose à la partie inférieure et s'écoule vers la soupape de détente en passant par une conduite montante. Selon le type de construction, de nombreuses autres fonctions sont intégrées dans le réservoir de stokkage. Le collecteur peut renfermer un filtre déshydrateur (absorption de l'humidité), un tamis (tamis d'encrassement), parfois deux interrupteurs à pression (un interrupteur d'arrêt en cas de pression élevée et un interrupteur de mise hors contact en cas de basse pression due à une fuite). Certain récipient renferment également un verre de regard ou une soupape de service côté haute pression.

4.4 Filtre déshydrateur

4.4.1 Fonctions du filtre déshydrateur

Les fonctions du filtre déshydrateur dans le circuit du fluide frigorigène sont les suivantes :

- Fixation de l'eau contenu dans le fluide frigorigène
- Fixation des acides contenus dans le fluide frigorigène
- Filtration des poussières et autres corps étrangers

Il arrive, même si les opérations de montage, de mise en service ou de réparations ont été correctement effectuées, que de l'humidité véhiculée par l'air, le fluide frigorigène, l'huile ou certaines parties humides (tubes) pénètre dans l'installation. Il peut se former des acides qui endommagent le compresseur et le lubrifiant. L'eau favorise en outre la corrosion catalytique (revêtement de cuivre) dans l'installation. La crasse conduit à des engorgements dans l'organe d'étranglement et à une usure importante dans le compresseur. L'humidité favorise également avec la crasse la formation dangereuse d'acide.

4.4.2 Montage du filtre déshydrateur

L'absorption d'eau d'un filtre déshydrateur dépend de la température. Plus la température est basse, plus l'absorption d'eau est élevée. Le séchage du fluide frigorigène serait optimisé avec le montage d'une conduite de vapeur d'aspiration. La vitesse d'écoulement serait dans ce cas relativement élevée en raison du retour d'huile et il serait dès lors nécessaire de prévoir des filtre déshydrateur à grand volume pour limiter à un maximum les pertes de pression. Il est par conséquent nécessaire de monter filtres déshydrateurs de préférence dans la conduite de liquide, c'est-à-dire entre le condenseur et l'organe de détente.

Afin de parvenir à une meilleure alimentation, le fluide frigorigène liquide devrait traverser le filtre déshydrateur du haut vers le bas. La flèche imprimée sur le boîtier doit toujours indiquer le sens d'écoulement. Plus la vitesse d'écoulement est faible, plus la temporisation du fluide frigorigène dans le filtre déshydrateur et la puissance de déshumidification est grande.

Il existe, outre les filtres déshydrateurs classiques, des combinaisons avec verre de regard intégré et/ou collecteur de liquide. Il existe dans la capsule, outre le noyau du filtre déshydrateur, un certain volume libre qui sert pour l'absorption de fluide frigorigène liquide.

Il faudra toujours utiliser le filtre déshydrateur correspondant au fluide frigorigène.

Une fois sorti de son emballage, le matériau du filtre déshydrateur absorbe immédiatement l'humidité atmosphérique de l'air ambiant et est pratiquement saturé le cas échéant avant son montage dans l'installation. Le filtre déshydrateur devra par conséquent être la dernière pièce à être montée avant la mise en service. Il ne faudra retirer les couvercles protecteurs placés des deux côtés que juste avant le montage.

4.4.3 Construction du filtre déshydrateur

Le matériau de séchage est monté en vrac lâche ou sous forme de solide aggloméré. Sur les petits filtres déshydrateurs, le matériau est incorporé de façon inaccessible dans des capsules métalliques (voir figure 4-22). Les “grandes installations frigorifiques“ et les filtres de nettoyage sont pourvus de capsules vissées, afin de pouvoir remplacer les parties saturés ou encrassés.

Trois matériaux de séchage sont principalement utilisés pour le séchage de fluides frigorigènes HCFC :

- Oxyde d'aluminium Al_2O_3
- Gel de silicate SiO_2
- Tamis moléculaire Lindes TML

Ils se différencient les uns des autres par leur capacité de lier les acides et l'eau. L'oxyde d'aluminium a une capacité élevée de lier les acides et le gel de silicate de lier l'eau. Le TML a une capacité de retenue de l'eau élevé et une capacité de retenue des acides moyenne. Pour cette raison, les noyaux solides renferment les deux et parfois les trois matériaux.

Le filtre déshydrateur se compose en fait d'un carter cylindrique. Les raccordements destinés à l'entrée et à la sortie du fluide frigorigène sont situées à la partie frontale. Une cartouche solide (frittée) ou un amas de globules est retenu dans le carter au moyen d'un ressort à pression. Afin qu'aucune particule du filtre déshydrateur ne pénètre dans le circuit du fluide frigorigène, le filtre déshydrateur est pourvu à sa sortie d'un tissu filtrant renforcé par une tôle perforée. Il faudra, pour cette raison, que la flèche imprimée sur le carter indique toujours le sens d'écoulement du fluide frigorigène, c'est-à-dire la direction de l'organe d'étranglement.

Le filtre déshydrateur représenté ci-dessous combine les trois moyens de séchage. Le séchage principal a lieu dans un corps creux garni de granules de gel de silicate frittés. Les tamis moléculaires et les oxydes d'aluminium sont insérés dans ce corps creux de façon à résister à l'usure. Ces derniers assurent le séchage résiduel ainsi que la liaison des acides. Le filtrage se fait à travers le solide finement poreux, doté d'une grande surface.

La taille du filtre déshydrateur est calculé en fonction de la puissance de l'installation frigorifique (quantité de remplissage du fluide frigorigène). Il peut, selon la construction, absorber 6-10 g d'eau.

Les trépidations du véhicule ou les vibrations du moteur sollicitent fortement le matériau du filtre déshydrateur. Ces sollicitations ne doivent en aucun cas altérer le matériau.

4.5 Verre de regard

Les organes d'étranglement ne peuvent fonctionner correctement qu'en présence de fluide frigorigène liquide prêt à se détendre. Ceci n'est le cas sans collecteur de liquide que lorsque le fluide frigorigène est surrefroidi. Le verre de regard sert à contrôler optiquement l'état du fluide frigorigène. Il est par conséquent directement monté à l'avant de l'organe de détente. Il est également impossible de constater à travers le verre de regard si le fluide frigorifique est complètement évacué. Le remplissage en fluide frigorigène ne peut être détecté qu'en mesurant la pression.

Le verre de regard est le siège d'un bouillonnement si aucun surrefroidissement n'est constaté à l'avant de la soupape de détente, c'est-à-dire si le fluide frigorigène renferme des bulles de vapeur.

Lorsque le fluide frigorigène est suffisamment surrefroidi, l'opérateur - étant donné que le fluide frigorigène est incolore - ne peut rien observer.



Fig. 4-23. Formation de bulles dans le verre de regard dues à l'absence de fluide frigorigène

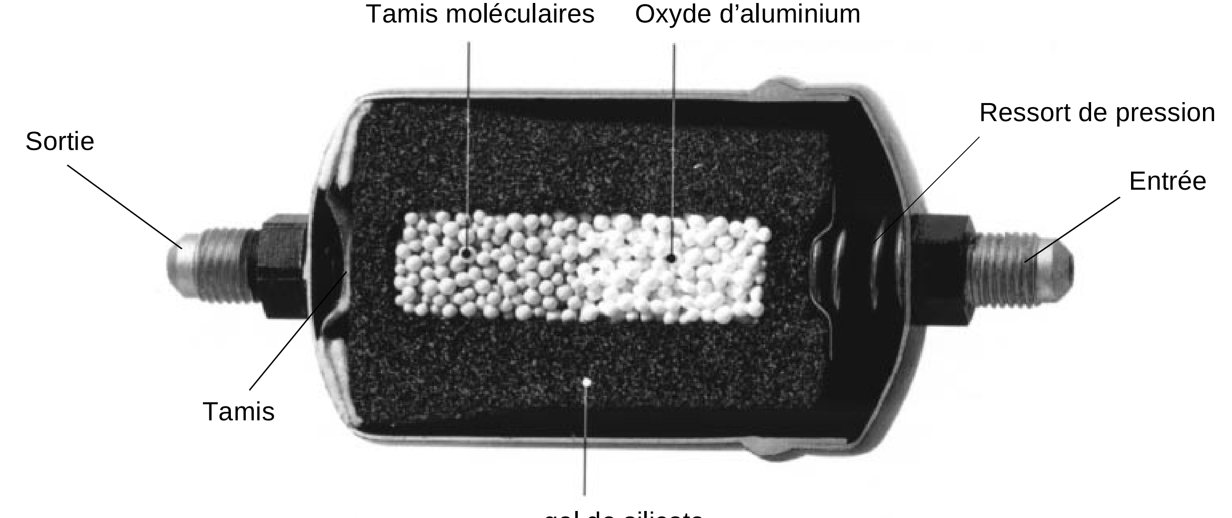


Fig. 4-22. Coupe à travers un filtre déshydrateur à charge solide

En règle générale, les bulles de vapeur témoignent d'une carence en fluide frigorigène dans l'installation. Les bulles de vapeur peuvent également être dues à des pertes de pression dans les conduites, les organes d'obturation et de retenue, les filtres, les filtres déshydrateurs etc. la chute de pression dans une installation fortement encrassée peut parfois être si élevée qu'il est même possible d'observer des bulles de vapeur dans le verre de regard lors du surrefroidissement à l'avant du filtre déshydrateur. Les bulles de vapeur peuvent également être dues à un écoulement thermique important provenant du milieu environnant dans la conduite de liquide.

Si l'intérieur du verre de regard se colore en noir, cela indique que le lubrifiant a subi une dégradation résultant de température de service trop élevées.

La plupart du temps, les verres de regard renferment des indicateurs d'humidité. La coloration de ces indicateurs permet de déceler si le taux d'humidité (teneur en eau) du fluide frigorigène est anormalement élevé. Chaque fabricant utilise des couleurs différentes. Si la couleur vire, le filtre déshydrateur est saturé d'eau et doit être remplacé.

Il faudra utiliser des indicateurs spéciaux pour les différents fluides frigorigènes, car le virement de la couleur ne se ferait pas à la teneur en eau requise.



Fig. 4-24. Verre de regard avec indicateur d'humidité

Il arrive souvent, pour des raisons de coûts, que le verre de regard des installations frigorifiques typiques de véhicules automobiles ne soit pas monté.

4.6 Organe d'étranglement

4.6.1 Soupapes de détente thermoréglable

Ces soupapes connues sous la dénomination générale de ***soupapes de détente thermostatique*** comptent parmi les organes de détente les plus souvent utilisés. Les organes de détente thermostatiques sont des régulateurs de surchauffe qui maintiennent constant la surchauffe de travail de la vapeur du fluide frigorigène générée à la sortie de l'évaporateur, due à la modification de la course. Les organes de détente thermostatiques peuvent être utilisées pour toutes les températures d'évaporation et pour tous les types d'évaporateur.
Les organes de détente thermostatiques sont classés en soupapes thermostatiques à compression de pression interne et compensation de pression externe.

4.6.1.1 Soupape de détente thermostatique à compensation de pression interne

Les constituants principaux d'un organe de détente thermostatique (ODT) comprennent le carter avec son siège, les raccordements des tuyauteries, le cône de soupape, l'organe de réglage (membrane métallique ou soufflet métallique), le tube capillaire, la sonde de température, le ressort de réglage (ressort de la valeur de consigne) et la vis de réglage.

Le système de température ou de pression (auquel appartiennent la sonde, les capillaires et l'organe de réglage) est rempli d'un fluide qui réagit par une modification de pression aux changements de température. Dans les cas les plus simples, ce fluide est un fluide frigorigène.

La sonde de température doit être fixée solidement et si possible aussi hermétiquement que possible à la sortie de l'évaporateur conformément aux indications fournies par le constructeur.

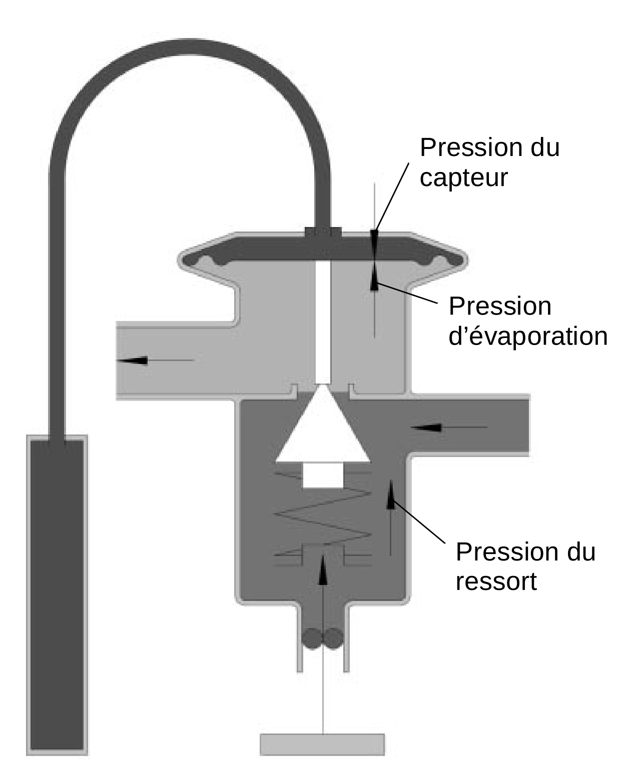


Fig. 4-25. Organe de détente thermostatique à compensation de pression interne

Le ***mode de fonctionnement*** est déterminé par la combinaison de trois pressions agissant sur l'organe de contrôle (voir figure 4-25).

La pression du capteur qui dépend de la température du fluide frigorigène évaporé à la sortie de l'évaporateur et du remplissage du capteur agit dans la direction ***ouverture***.

La pression d'évaporation p_o à l'entrée de l'évaporateur ainsi que la pression du ressort de réglage (valeur de consigne) agit dans la ***direction de la fermeture***.

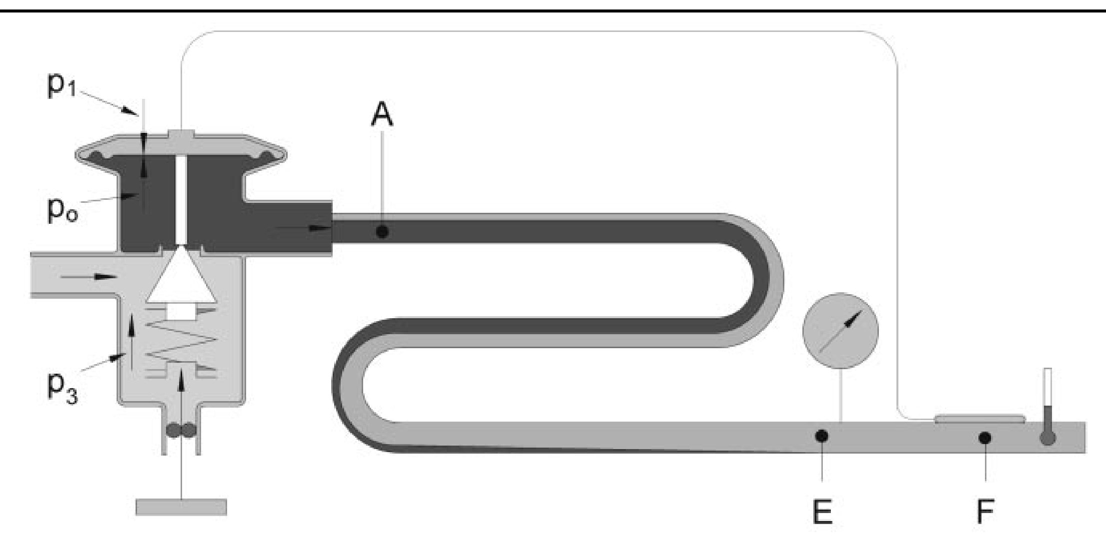


Fig. 4-26. Soupape de détente thermostatique (compensation de pression interne) avec évaporateur

Tant que ces trois pressions sont en équilibre, la position d'ouverture et par conséquent la section autorisée de la soupape reste inchangée. Si l'évaporateur reçoit trop peu de fluide frigorigène liquide (trop grande surchauffe), la sonde s'échauffe, la pression du ressort augmente et entraîne une ouverture plus importante de la soupape. Une baisse de pression d'évaporation a les mêmes effets.

Une baisse de température du capteur et une augmentation de la pression d'évaporation entraînent une fermeture de la soupape. Si le compresseur se déconnecte, la pression p_o augmente rapidement et la soupape se ferme. Cet état dure aussi longtemps que la pression du capteur n'est pas supérieure, grâce à une augmentation adéquate de la température, à la pression de fermeture p_o et à la pression du ressort p_3.

La soupape de détente thermostatique est un régulateur proportionnel. Sa grandeur réglée est la surchauffe du fluide frigorigène à l'extrémité de l'évaporateur.

La vapeur humide pénètre en A dans l'évaporateur et doit être entièrement évaporée en E. La vapeur du fluide frigorigène (à l'intérieur de l'évaporateur) est surchauffé entre E et l'emplacement du capteur F, c'est-à-dire au-delà de sa température de saturation. Cette distance de surchauffe réduit certes la puissance de l'évaporateur, mais s'avère nécessaire pour un travail souple et stable de la soupape de réglage. La pression p_3 du ressort de réglage définie la différence entre la pression du capteur et la pression d'évaporation à partir de laquelle la soupape s'ouvre. Cette valeur est qualifiée de ***surchauffe statique***.

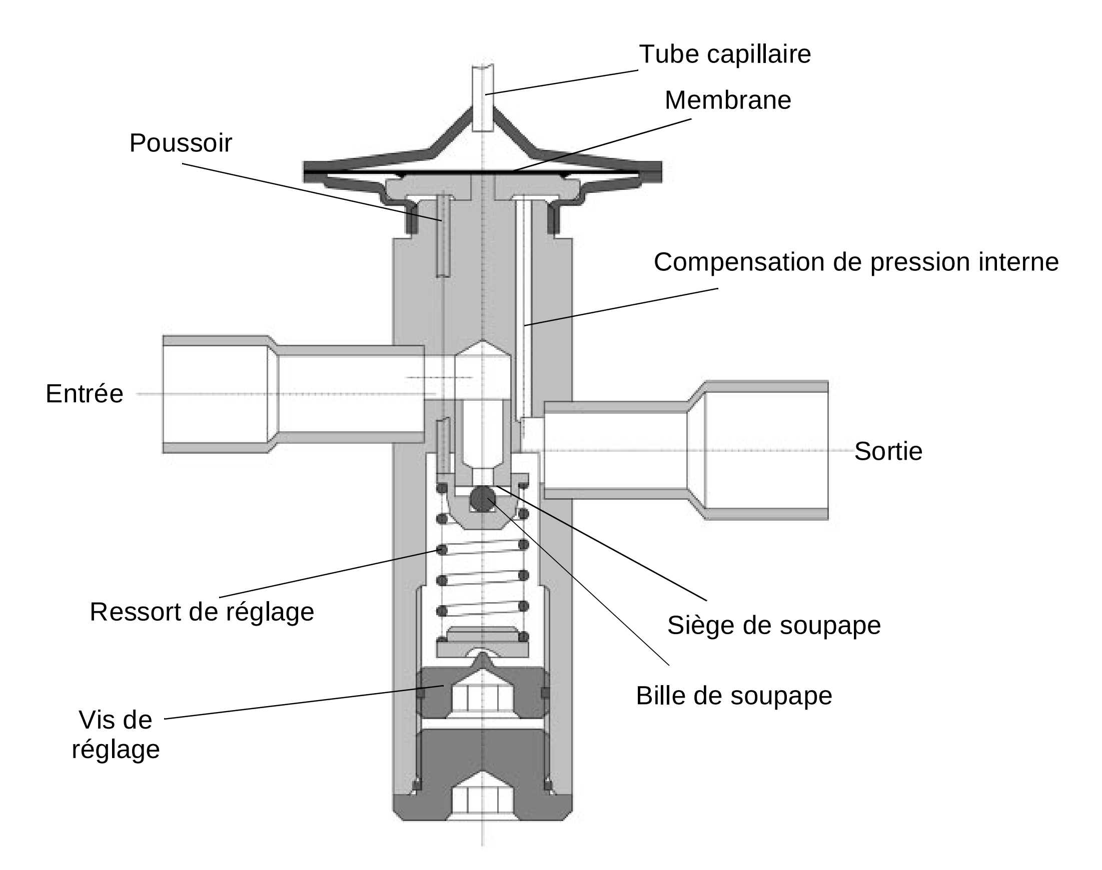


Fig. 4-27. Schéma d'une soupape de détente thermostatique à compensation de pression interne

Il est nécessaire pour la commande de la soupape, du début de l'ouverture jusqu'à sa puissance nominale, d'obtenir - à une pression d'aspiration constante - une augmentation de la pression du capteur, à savoir une augmentation de température supplémentaire (surchauffe) du capteur pour surmonter la pression croissante du ressort. Cette valeur de surchauffe supplémentaire est qualifiée de ***surchauffe d'ouverture***.

La somme de la surchauffe statique et la surchauffe d'ouverture constitue la ***surchauffe de travail***. La surchauffe mesurée à la sortie de l'évaporateur est la surchauffe de travail. Ce rapport est représenté à la figure 4-28 sous la forme d'un diagramme de puissance d'une soupape de détente thermostatique.

L'évolution de la surchauffe des soupapes est étudiée de telle sorte que la surchauffe statique, lors du réglage en usine, reste pratiquement constante au-dessus de la température d'évaporation. Par principe, les soupapes de détente thermostatiques devraient être testées lors du réglage en usine. Si un réglage ultérieur s'avérait nécessaire, le réglage ne devra s'effectuer que progressivement, étape par étape. A chaque réajustage, le cours de la surchauffe est modifié en fonction de la température d'évaporation.

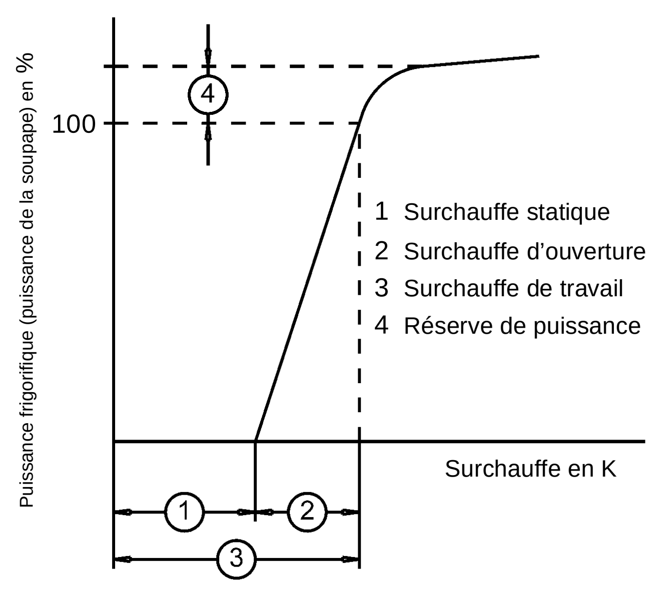
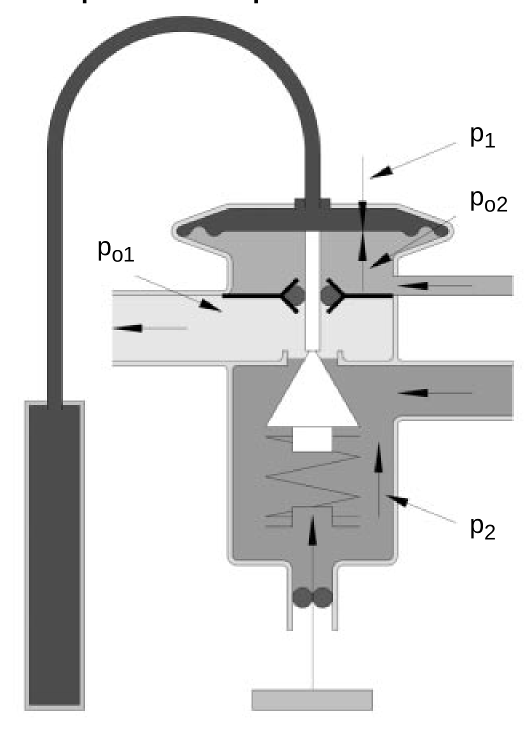


Fig. 4-28. Courbe de puissance d'une soupape de détente thermostatique

Il peut arriver, si la surchauffe de travail d'un organe de détente thermostatique est modifiée - par exemple de 10 à 6 K - pour une charge élevée de l'évaporateur, que la surchauffe de travail soit trop faible ou inexistante pendant le fonctionnement en charge partielle de l'évaporateur. Le compresseur risquerait d'être endommagé dans les cas les plus extrêmes, la soupape ne se ferme plus lorsque le compresseur est arrêté. Il peut se produire un transfert de fluide frigorigène du côté haute pression vers le côté basse pression. Un enrichissement en fluide frigorigène dans le compresseur ou dans la conduite de vapeur d'aspiration entraînerait une situation critique.

4.6.1.2 Soupape de détente thermostatique à compensation de pression externe



p_{o1} Pression d'évaporation (entrée de l'évaporateur
p_{o2} Pression d'évaporation (sortie de l'évaporateur)
p_1 Pression du ressort
p_2 Pression du ressort

Fig. 4-29. Organe de détente thermostatique à compensation de pression externe

Les soupapes dont la pression régnant à l'entrée de l'évaporateur influencent l'organe de commande (sous la membrane) sont qualifiées de soupapes à compensation de pression interne. Elles sont utilisées la plupart du temps dans les installations de faible puissance sur lesquelles la chute de pression à l'intérieur de l'évaporateur est relativement faible. Les chutes de pression observées dans les évaporateurs conduisent sur les soupapes à compensation de pression interne à une surchauffe plus grande et à une perte de puissance de l'installation.

La pression p_{o2} régnant à l'extrémité de l'évaporateur agit, sur les ***soupapes de détente thermostatiques à compensation de pression externe***, au-dessous de la membrane. La pression p_{o1} est séparée par une cloison de séparation avec un guide de poussoir rendu étanche. La surchauffe est réglée en fonction de la pression à la sortie de l'évaporateur. Il est ainsi possible de compenser les chutes de pression pouvant advenir dans l'évaporateur ou dans un distributeur de fluide frigorigène.

la figure 4-30 représente le schéma d'une telle soupape. Une sonde de température en forme de bobine a été montée sur cette exemple de soupape. Elle renferme un liquide qui présente des propriétés analogues ou identiques à celles du fluide frigorigène utilisé.

La pression du ressort est „comparée“ par le biais d’une membrane à la pression de sortie de l’évaporateur. La pression qui en résulte est transmise au moyen d’une tige à la soupape de réglage qui règle alors le débit du fluide frigorigène. L’étranglement a lieu dans l’orifice calibré, au-dessous de la vaporisation du fluide frigorigène.

Le tube de compensation de pression doit toujours être monté après la sonde de température dans le sens de l’écoulement, car la soupape ne pourrait plus effectuer correctement le réglage en cas d’inétanchéité de la tige. En cas de fuites, des gouttes de liquide parviennent dans la sonde de température par la conduite de compensation de pression. L’ordre de montage de la sonde permettra de supprimer cet inconvénient.

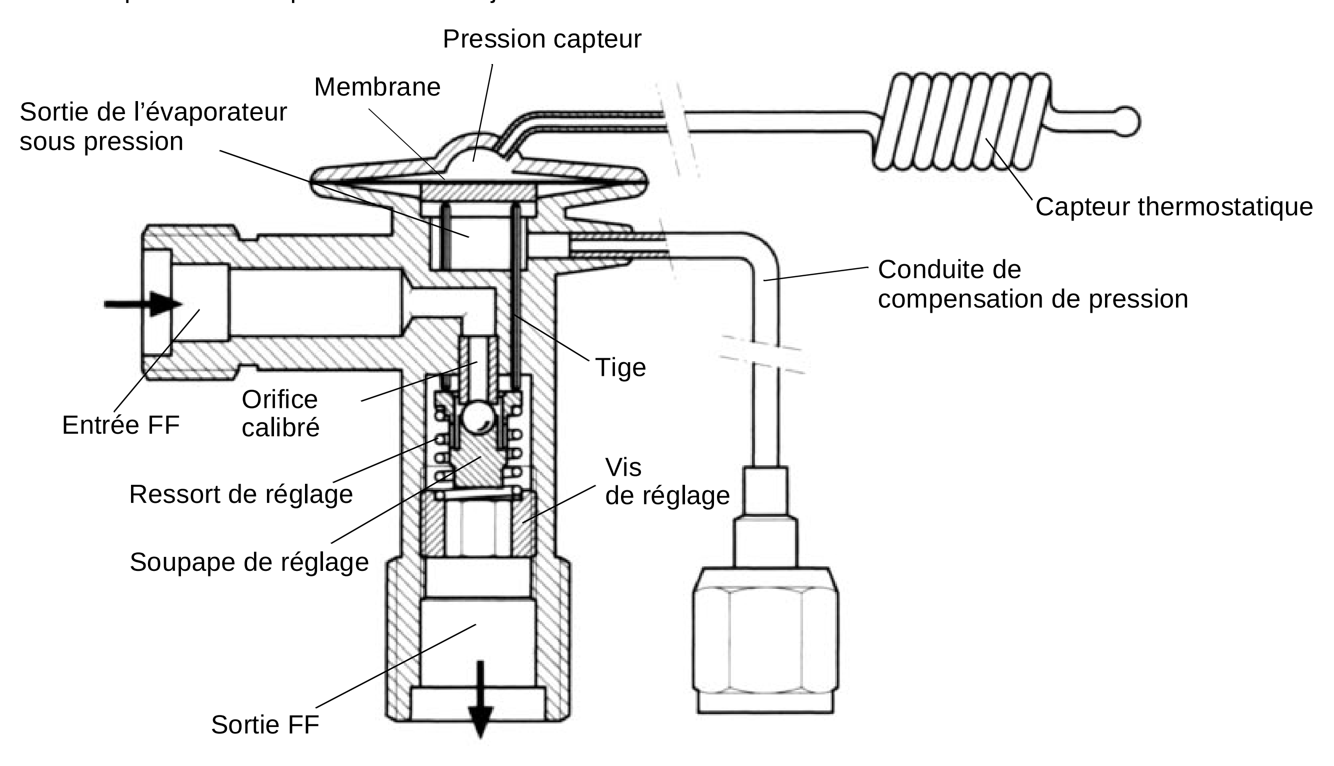


Fig. 4-30. Organe de détente thermostatique à compensation de pression externe (soupape d’équerre)

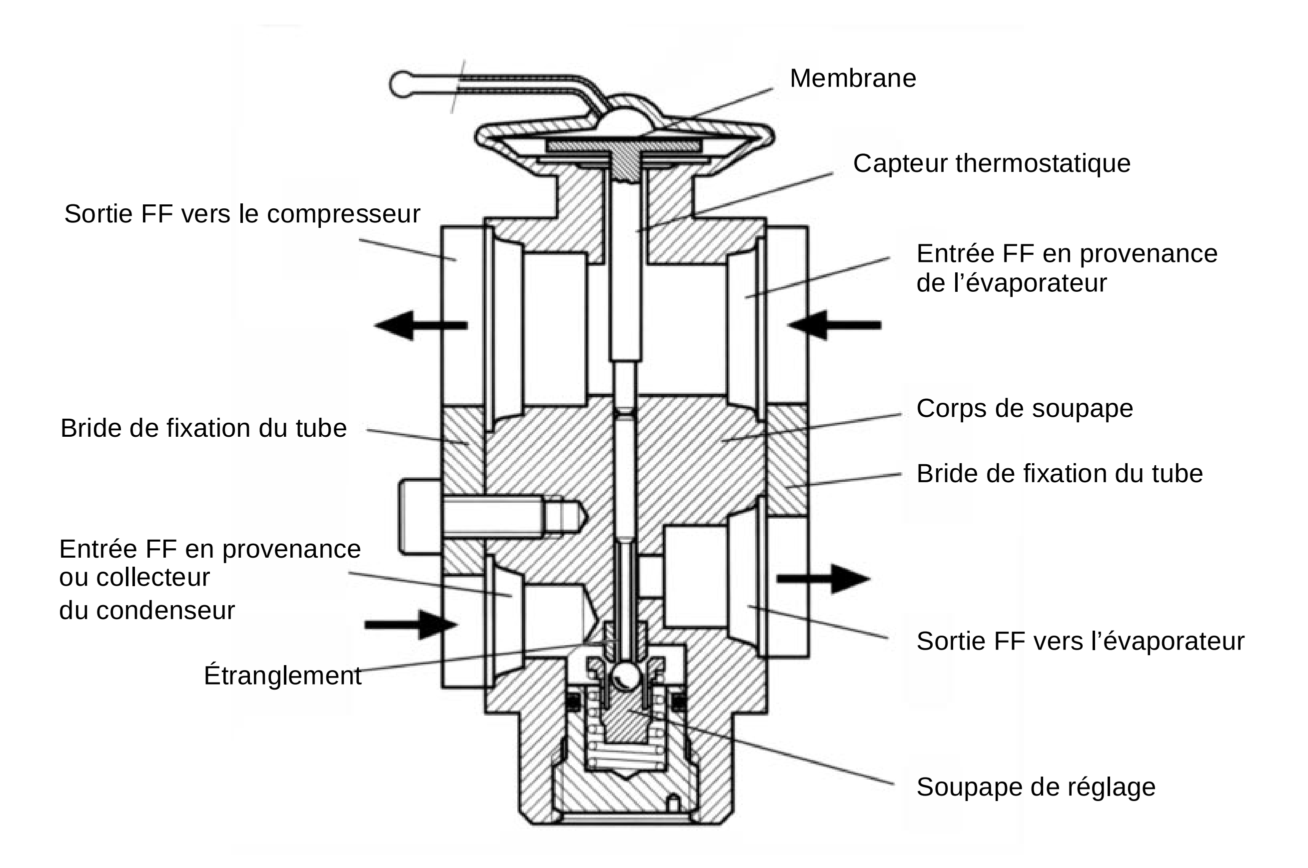


Fig. 4-31. Organe de détente thermostatique à compensation de pression externe (soupape bloc)

4.6.1.3 Soupape bloc

La nécessité de disposer d'unités compactes et robustes a conduit à la construction d'un modèle spécial de soupape thermostatique à compensation de pression externe pour les climatiseurs de véhicules automobiles - la soupape bloc (figure 4-31). Celle-ci est directement fixée sur l'évaporateur. La conduite de vapeur d'aspiration passe directement sous la membrane à travers le carter de la soupape. La pression d'aspiration agit sous la membrane comme une fermeture. Grâce à la conduction thermique, la température de la vapeur d'aspiration est transmise à la membrane via le corps de soupape et le capteur thermostatique.

Une température de vapeur d'aspiration élevée entraîne une pression élevée dans la tête de soupape; la soupape s'ouvre. La surchauffe statique ne peut être réglée qu'à l'aide d'un outil spécial dans la partie inférieure du corps de soupape.

4.6.1.4 Soupape MOP

L'abréviation ***MOP*** est utilisée pour ***Maximum Operating Pressure***. Il s'agit là d'une soupape de détente thermostatique qui limite la pression d'évaporation à une valeur maximale. Lorsque la charge thermique de l'évaporateur augmente, la température d'évaporation augmente également ainsi que la température de la sonde de la soupape. Les organes de détente MOP renferment comme contenu de capteur une quantité de vapeur humide définie qui à une température de capteur bien précise s'évapore complètement. Si la température continue d'augmenter, la pression dans le capteur n'augmente plus que d'une valeur minimale.

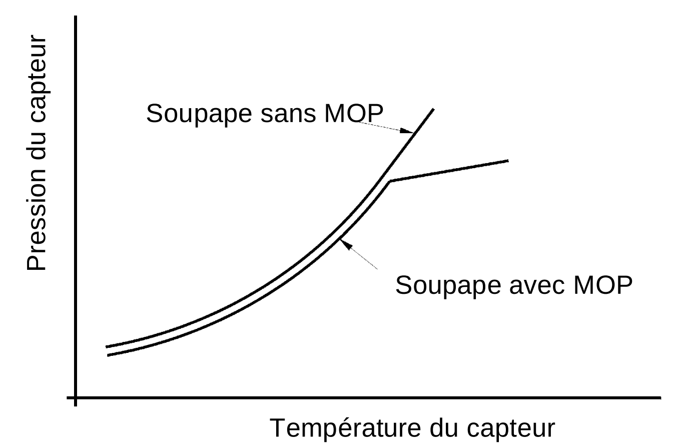


Fig 4-32. Pression du capteur en fonction de la température du capteur

La soupape ne peut par conséquent plus s'ouvrir. L'évaporateur n'est plus alimenté en fluide frigorigène supplémentaire et la température d'évaporation ne change pas. Un apport de chaleur supplémentaire entraîne seulement une plus grande surchauffe de la vapeur d'aspiration.

Les soupapes à limitation de pression ne sont utilisées que si la puissance absorbée du compresseur ne doit pas dépasser une valeur prescrite. Si un véhicule reste longtemps au soleil, la température intérieure peut atteindre jusqu'à 60 bis 70 °C . La mise en marche de la climatisation engendrerait des pressions d'évaporation de presque 10 bars (t_o = 40 °C). Cette situation conduit à des flux massiques de fluide frigorigène très importants et nécessite par conséquent un besoin en énergie du compresseur très élevé. A l'exception des charges très importantes auxquelles sont soumises les pièces motrices de l'entraînement par courroie, le moteur à combustion risque dans les cas extrêmes de caler.

Les concepteurs utilisent par conséquent des soupapes MOP dans les installations climatiques de véhicules automobiles. La valeur MOP est d'environ 5 bars, ce qui correspond à une température d'évaporation maximale de 15 °C.

4.6.2 Tube de détente (Orifice tube)

Le ***Orifice Tube*** représente la variante la plus simple d'un organe d'étranglement. Une buse courte (p.ex. un diamètre interne de 1,2 à 1,84 mm; longueur 38,8 mm) est montée dans un logement en plastique. L'entrée et la sortie sont pourvues d'un tamis à mailles fines servant de collecteur d'impuretés. La pièce est montée, à l'aide de joints toriques d'étanchéité, dans la conduite en direction de l'évaporateur.

Les techniciens parlent souvent, dans le contexte du Orifice tube, de „Bubble Point". Il s'agit de l'endroit où apparaissent les premières bulles de vapeur lorsque la pression diminue. Le débit et la position du Bubble Point dépend de la pression différentielle, de la pression de condensation et du surrefroidissement. Les pressions élevées et les surrefroidissements importants contribuent à renforcer le flux massique du fluide frigorigène. Le circuit du fluide frigorigène transporté avec le tube de détente ou Orifice tube est comparable à l'injection à tubes capillaires utilisée dans les réfrigérateurs. Le remplissage de l'évaporateur dans de tels systèmes n'est pas asservie, mais réglée avec la quantité de fluide frigorigène. Pour une valeur adéquate du rapport diamètre / longueur de la buse courte, le fluide frigorigène supplémentaire venant de l'extérieur s'enrichirait dans l'évapo-

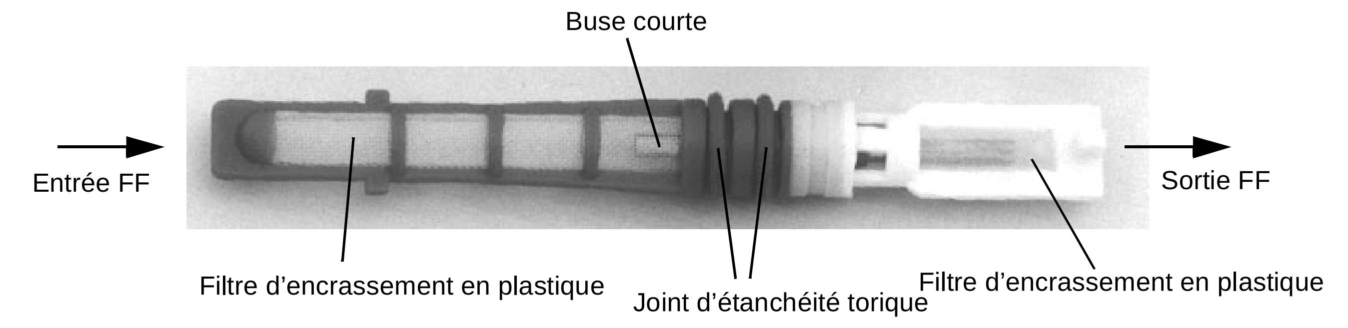


Fig. 4-33. Orifice Tube

rateur. La quantité de fluide frigorigène est ainsi déterminée avec précision lorsque la charge thermique de l'évaporateur contribue à ce qu'aucun liquide résiduel non évaporé pénètre dans la conduite d'aspiration. Si la charge thermique de l'évaporateur augmente, le fluide frigorigène est déjà évaporé à l'extrémité de l'évaporateur. Le fluide frigorigène est surchauffé sur la surface résiduelle. Si l'on fait abstraction du fait que l'évaporateur n'est pas utilisé à 100 % et que la température du raccord du tuyau de refoulement du compresseur augmente à la suite d'une surchauffe d'aspiration élevée, il ne faut s'attendre à aucune autre conséquence nuisible. Les phases de fonctionnement au cours desquelles la charge thermique de l'évaporateur diminue (fonctionnement en air ambiant / pièces fermées largement refroidies) sont des phases critiques. Du liquide de fluide frigorigène venant de l'évaporateur parvient dans la conduite d'aspiration. Afin que ce liquide ne soit pas aspiré par le compresseur, un collecteur de liquide (accumulateur) devra être monté derrière l'évaporateur.

La régulation avec Orifice est également appelé réglage par étranglement.

4.7 Évaporateur

4.7.1 Évaporateur à alimentation à air

Les évaporateurs à alimentation à air utilisés dans la technique mobile du froid sont surtout, outre les évaporateurs à plaques, les ***évaporateurs à lamelles***. Ces derniers se composent de tubes en cuivre, en aluminium ou en acier sur lesquels sont montés des lamelles d'aluminium destinées à augmenter la surface externe.

L'écart entre les lamelles doit être respectivement adapté aux conditions d'utilisation. Il faudra donc veiller à ce que l'air contienne toujours un peu d'eau sous forme de vapeur. Si l'eau se refroidit en dessous du point de rosée, cette vapeur d'eau se liquéfie sur la surface froide de l'évaporateur et est retirée à l'air. Cette eau doit pouvoir s'écouler dans une conduite d'eau de condensation.

Si la température d'évaporation est située au-dessous de -3 °C environ, l'eau obtenue par condensation gèle sur la surface de l'évaporateur. La couche de glace qui se forme diminue la puissance de l'évaporateur. Plus l'évaporateur doit travailler à ces température froides, plus l'écart entre les lamelles doit être élevé. Les écarts entre les lamelles sont situés entre 2,4 mm (évaporateur de climatiseur de véhicules automobiles) et 12 mm (évaporateur de climatiseur de véhicules frigorifiques). Si la couche de glace est trop épaisse, un appareil contrôleur de gel monté sur l'installation devra déconnecter le compresseur.

L'évaporateur représenté sur la figure comprend 5 circuits à tubes. Le fluide frigorigène provenant de la soupape E est réparti au niveau d'un distributeur dans plusieurs tubes. Cette construction est judicieuse, car elle permet d'augmenter la surface thermoconductrice et de réduire la longueur des tubes (chute de pression moins importantes). Cette solution permet également de réduire le volume de construction nécessaire. A la sortie de l'évaporateur, le fluide frigorigène sous forme de vapeur est récupéré et conduit vers le compresseur.

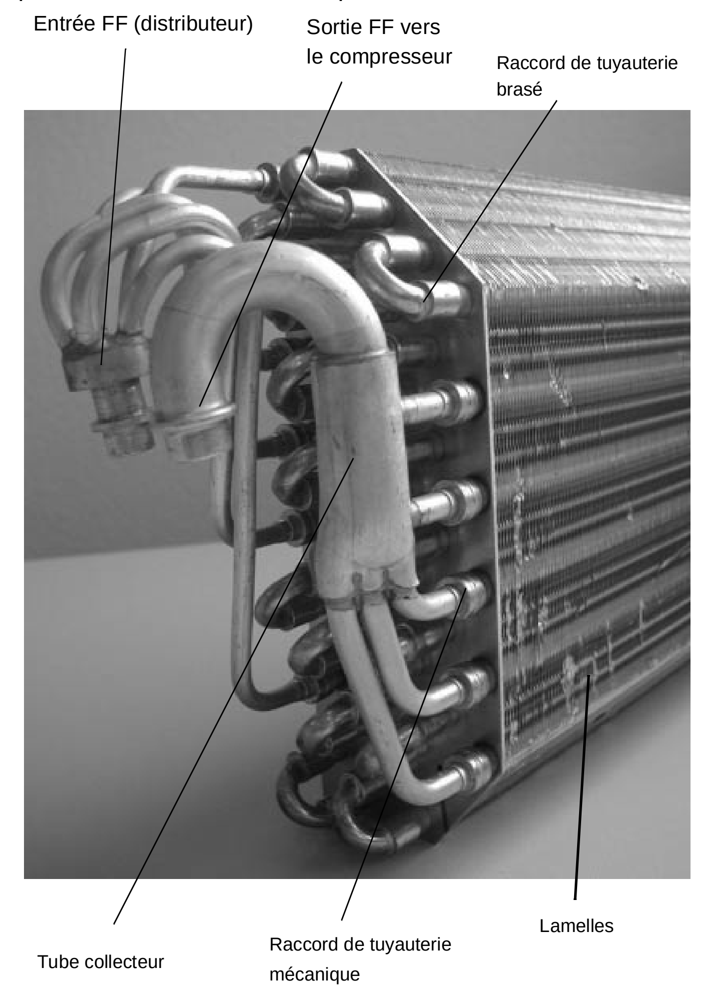


Fig. 4-34. Évaporateurs à lamelles

Les dimensions de cette unité varie en fonction de la puissance requise et du volume de montage disponible. Les tuyaux coudés en U sont insérés dans les paquets de lamelles, puis élargis pour garantir une bonne assise des lamelles. Les tuyaux coudés et les raccordements sont ensuite brasés ou comprimés.

L'***évaporateur à plaques*** ou à ***plateaux*** (figure 4-35) a été développé pour améliorer le transfert thermique, notamment pour la climatisation des véhicules automobiles.

L'évaporateur se compose d'un paquet de plaques en aluminium, lesquelles possèdent un espace creux en forme de U à travers lequel circule le fluide frigorigène. L'espace creux est pourvu d'une structure qui conduit à des turbulences dans le courant de fluide frigorigène et ainsi à une meilleure thermoconduction. Le fluide frigorigène qui traverse le raccordement d'entrée est réparti dans le distributeur sur les premières plaques. Après avoir traversé ces plaques, il est récupéré et réparti sur les plaques suivantes. Le fluide frigorigène est récupéré dans le collecteur et conduit ensuite dans le raccordement de sortie.
.Des nervures situées entre les différentes plaques per-

mettent d'agrandir la surface et d'engendrer des turbulences d'air (meilleur transfert thermique).

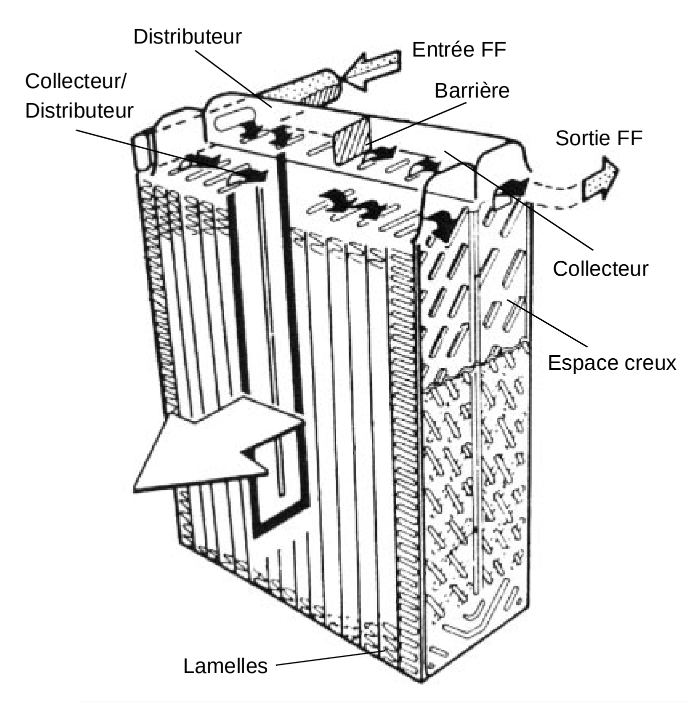


Fig. 4-35. Évaporateur à plaques de véhicules automobile

Les "odeurs de l'installation frigorifique" constituent souvent un problème dans la climatisation des véhicules. L'évaporateur peut dans certains cas être le siège d'une prolifération de microorganismes dont les processus métaboliques engendrent des odeurs désagréables. Étant donné que l'évaporateur est souvent difficile d'accès et pratiquement impossible à nettoyer, il est recouvert d'un revêtement spécial. Celui-ci est destiné à limiter l'implantation de microorganismes et ainsi à améliorer l'écoulement d'eau de condensation par un effet hydrophobe.

4.7.2 Évaporateur à alimentation liquide

Certaines installations utilisées dans la climatisation des autobus fonctionnent avec un ***refroidissement indirect***. Lors de ce processus, un liquide (souvent un mélange d'eau et de glycol) servant de caloporteur frigorigène est refroidi dans l'évaporateur du climatiseur. Ce mélange est transporté au moyen d'une pompe vers les échangeurs de chaleur frigorigène.

Les arguments plaidant en faveur de telles installations résident dans le fait que les réglages effectués par les utilisateurs sont simples, les manques d'étanchéité pas trop critiques, que le refroidissement et le chauffage soit possible avec le même échangeur de chaleur, qu'une faible quantité de remplissage en fluide frigorigène soit nécessaire et que les pertes de pression sont minimales grâce à la présence de conduites de fluides frigorigènes courtes.

Les frais supplémentaires engendrés par l'installation et les températures d'évaporation nécessairement basses (diminution de la puissance frigorifique) constituent assurément des inconvénients.

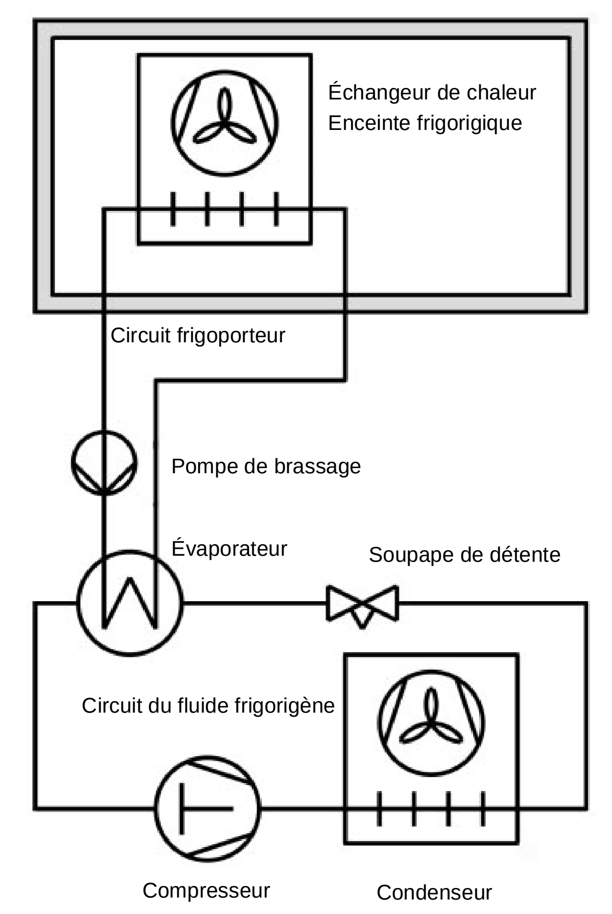


Fig. 4-36. Refroidissement indirect

Des évaporateurs à plaques (Fig. 4-37 et 4-38) sont utilisés pour le refroidissement indirect dans le cadre des techniques frigorifiques mobiles. Ces évaporateurs sont composés de plaques séparées, brasées ou vissées ensemble. Le fluide frigorigène s'écoule à travers une plaque sur deux dans l'intervalle engendré entre les plaques individuelles, tandis que les autres espaces intermédiaires sont parcourus par l'apport réfrigérant.

Il est possible, étant donné que les évaporateurs à plaques sont le siège de vitesses d'écoulement élevés et présentent une grande surface thermoconductrice de transmettre une puissance élevée dans un volume de construction réduit.

Un évaporateur à plaques doit toujours être installé en position verticale. Le mélange du fluide frigorigène composé de liquide et d'eau doit pénétrer dans le raccordement inférieur. Le processus d'évaporation a lieu dans les canaux d'écoulement supérieurs.

Les plaques grosses et longues sont mieux appropriées pour les évaporateurs, car il est possible ainsi - en raison des longs trajets d'écoulement - d'empêcher que le fluide frigorigène quitte l'évaporateur.

Le circuit de saumure doit être correctement purgé pour permettre un fonctionnement correct de l'installation. Si le circuit renfermait de l'air, la puissance frigorifique dimi-

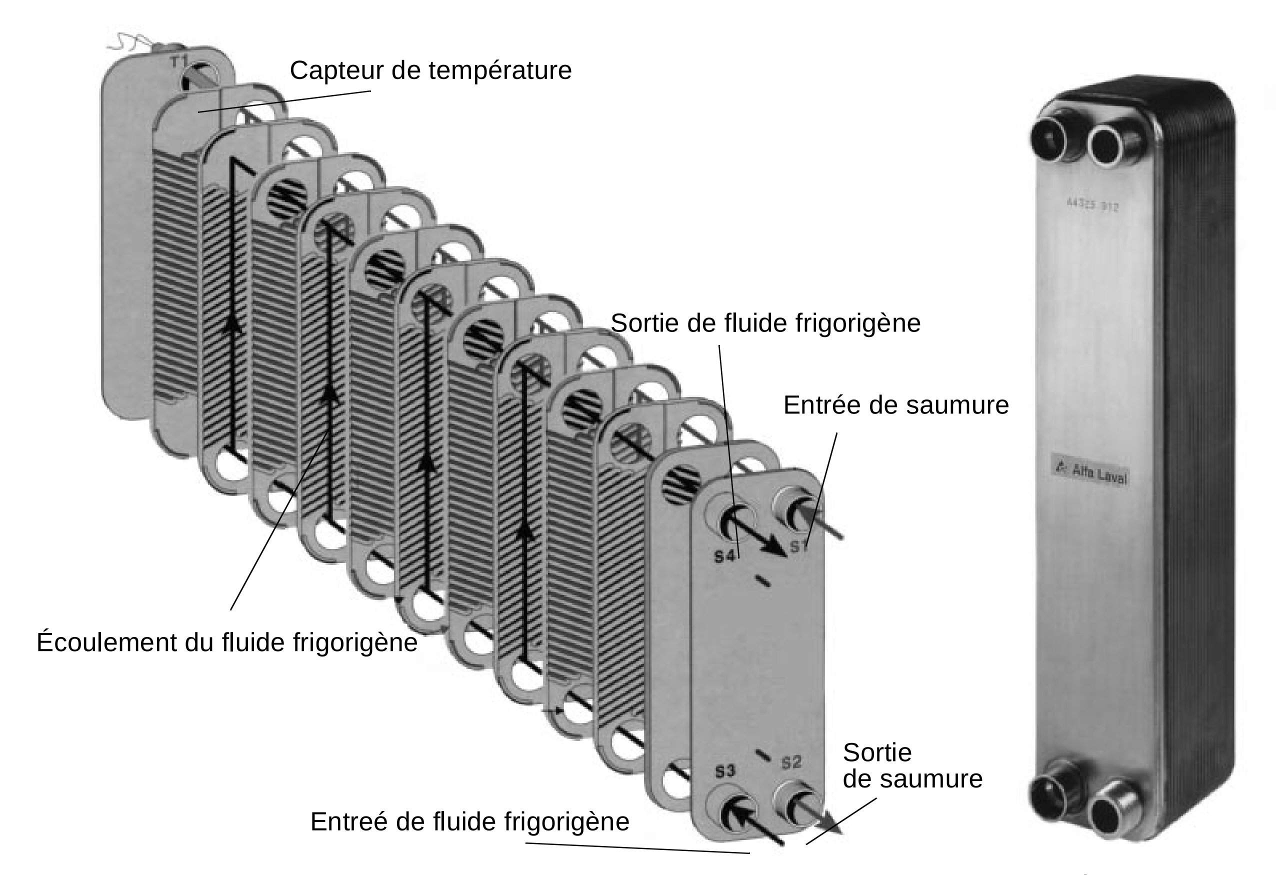


Fig. 4-37. Construction d'un évaporateurs à plaques

Fig. 4-38 Évaporateur à plaques

nuerait et le niveau sonore augmenterait.

4.7.3 Répartition du fluide frigorigène

Il est indispensable, afin d'assurer le bon fonctionnement de l'évaporateur et de la soupape de détente, d'obtenir une répartition correcte du fluide frigorigène dans l'évaporateur. L'évaporateur peut, pour une bonne répartition du fluide frigorigène, travailler avec une surchauffe plus faible. Il en résulte une plus grande surface active pour l'évaporation et par conséquent une plus grande puissance frigorifique.

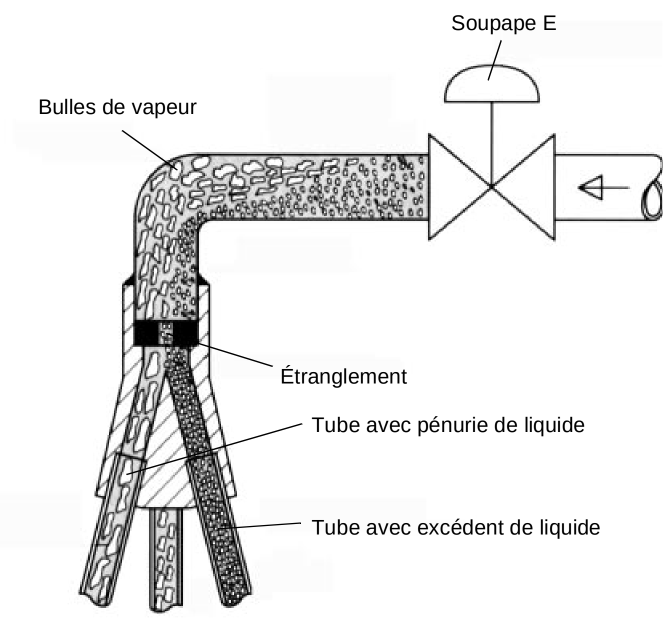


Fig. 4-39. Distributeur de fluide frigorigène

Il est possible, grâce au montage d'un distributeur adéquat d'obtenir dans les différents circuits d'un paquet d'évaporateur, une répartition homogène du fluide frigorigène sous forme de vapeur ou sous forme de liquide.

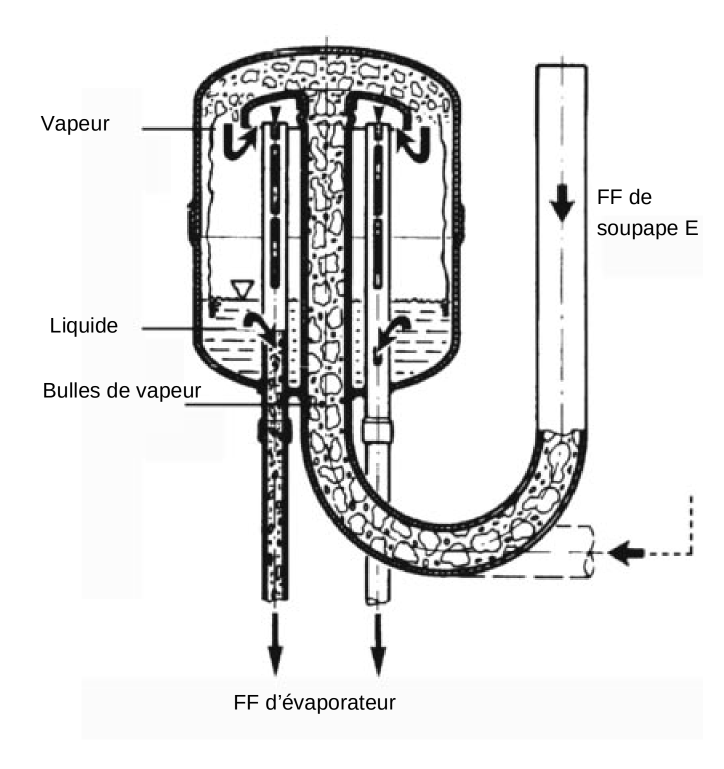


Fig. 4-40. Distributeur de fluide frigorigène

La figure 4-39 représente le schéma d'un distributeur de fluide frigorigène, tel qu'il est utilisé sur un évaporateur à lamelles. Une mauvaise position de montage conduit à une répartition défavorable du fluide frigorigène dans l'évaporateur.

Une répartition optimale du fluide frigorigène ne peut être obtenue que pour un montage vertical du distributeur. La figure 4-39 en tient compte, mais le distributeur est situé trop près d'un raccord coudé. Il en résulte une répartition inégale du fluide frigorigène.

La figure 4-40 représente un autre modèle de distributeur. Cette construction qui fonctionne comme un réservoir d'accumulation en raison de son grand volume est plus appropriée pour les grandes variations de charge.

Les échangeurs thermiques à plaques peuvent engendrer une répartition inégale du fluide frigorigène en passant par les différents canaux d'écoulement. Étant donné que le liquide du fluide frigorigène a une plus grande densité, la force centrifuge provoque le passage d'une plus grande quantité de fluide frigorigène liquide dans les canaux arrière de l'échangeur thermique.

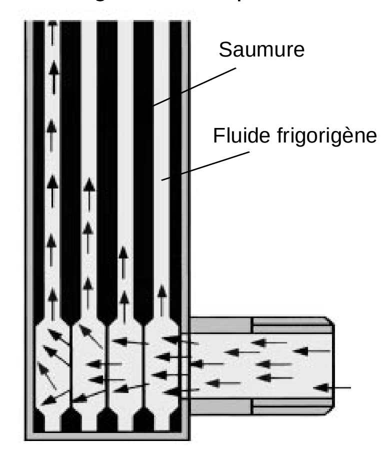


Fig. 4-41. Distribution du fluide frigorigène dans l'évaporateur à plaques

L'utilisation d'un distributeur spécial permet de solutionner ce problème. Le brumisateur (Mister) p.ex. représente ici une possibilité. Celui-ci n'est rien d'autre qu'un disque de faible épaisseur composé de petites billes métalliques. Les espaces creux entre les différentes billes constituent une sorte de tamis. Le brumisateur est monté dans le raccordement, côté fluide frigorigène de l'évaporateur et brasé avec la conduite. Le mélange composé de particules de liquide et de vapeur venant de la soupape de détente est finement pulvérisé avant de pénétrer dans l'évaporateur et réparti à travers tous les canaux d'écoulement.

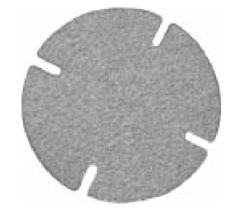


Fig. 4-42. Brumisateur

4.8 Collecteur de liquide

Les installations Orifice connaissent des phases de fonctionnement critiques au cours desquelles la charge thermique de l'évaporateur diminue (fonctionnement air ambiant / pièce intérieure largement refroidi). Du liquide du fluide frigorigène pénètre dans l'installation en provenance de l'évaporateur. Il faudra installer, afin que ce liquide ne soit pas aspiré par le compresseur, le collecteur de liquide derrière l'évaporateur (accumulateur).

L'augmentation de volume entraîne une diminution de la vitesse d'écoulement. Les goutelettes de liquide contenu dans l'écoulement perlent vers le bas. Le fluide frigorigène véhicule également le lubrifiant nécessaire. Le retour d'huile vers le compresseur ne doit toutefois pas être interrompu. Un tube en forme de U est intégré à cette fin dans l'accumulateur. Au point le plus bas de ce tube en U se trouve un orifice de prise d'échantillon d'huile (diamètre d'environ 1 mm). Une extrémité ouverte du tube en U arrive dans l'accumulateur jusque dans la chambre à vapeur, tandis que l'autre pénètre dans la conduite d'aspiration. Lorsque la vitesse d'écoulement à l'intérieur du tube est suffisante, l'effet de succion entraîne une aspiration d'huile ou un mélange de liquide de fluide frigorigène et d'huile hors de la partie inférieur de l'accumulateur.

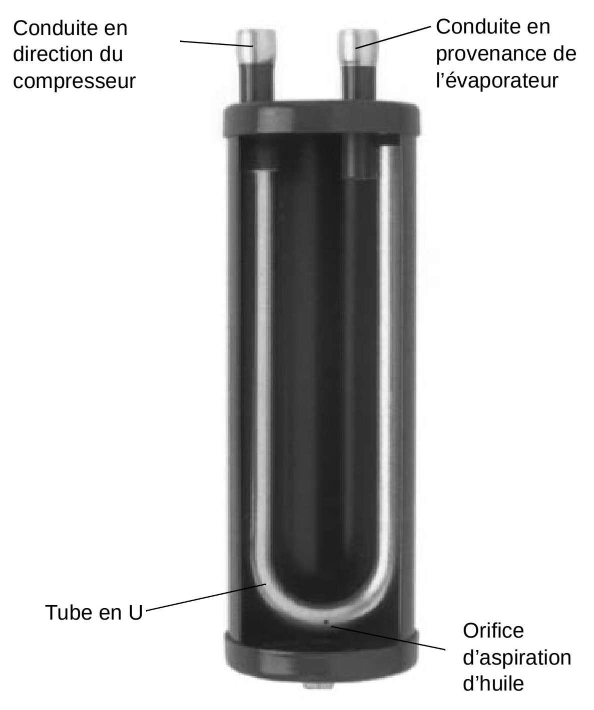


Fig. 4-43. Collecteur de liquide

L'accumulateur a également pour fonction de stocker le fluide frigorigène en cas de surremplissage ou en cas de fonctionnement en charge partielle. Souvent, la partie inférieure du collecteur de liquide abrite le filtre déshydrateur et un tamis de filtration de pousssières situé au-dessus de l'orifice de succion d'huile.

La taille de l'accumulateur est calculée en général de telle sorte que toute la quantité de remplissage en fluide frigorigène peut être absorbée.

4.9 Flexibles

Afin d'assurer un montage plus simple, d'équilibrer les tolérances de fabrication et d'assurer une meilleure absorption des nuisances sonores, les concepteurs font souvent appel aux raccords flexibles dans les applications frigorifiques mobiles.

La capacité de dilatation volumique du flexible permet d'atténuer les pulsations de pression. De plus, les vibrations du moteur du véhicule et du compresseur sont amorties et équilibrées.

Un flexible destiné aux applications climatiques dans le secteur mobile comprend pour l'essentiel les éléments suivants :

- Revêtement interne (noyau)
- Support-pression (gaîne tressée)
- Couche externe (enveloppe)

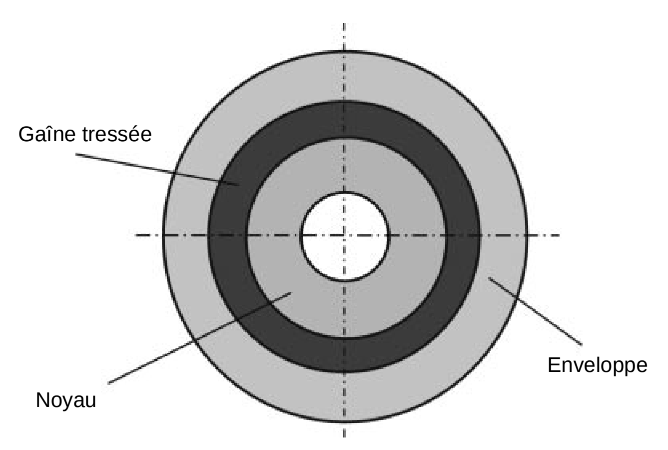


Fig. 4-44. Construction d'un flexible

Les différentes couches doivent satisfaire aux exigences suivantes :

revêtement interne
Fonction d'arrêt et stabilité au R 134a et PAG ou huile ester.

Support-pression
Résistance à la pression intérieure, stabilité de la forme du flexible, absorption des forces extérieures (p.ex. dilatation - compression)

Revêtement externe
Fonction de protection contre les effets des agents extérieurs, résistance à l'usure.

Les couches internes et externes des flexibles climatiques de véhicules automobiles doivent être résistant aux agents les plus différents (liquide et gaz). Le matériau ne doit pas changer de structure sous l'effet de réactions chimiques. De plus, l'élastomère ne doit pas se rétrécir et devenir cassant ou gonfler.

Le support-pression (gaîne tressée) est la plupart du temps tressée sur la couche intérieure du flexible.

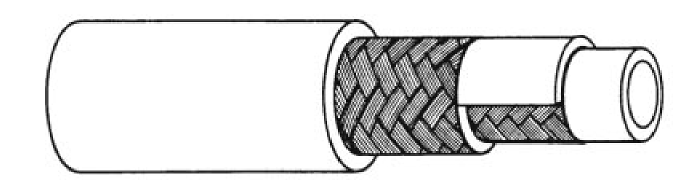


Fig. 4-45. Flexible avec support-pression tressé (2 couches)

Un flexible en caoutchouc et/ou couche étanche n'est pas un système fermé. Il présente toujours une certaine perméabilité aux gaz qui dépend du matériau utilisé et de la structure du flexible. Dans les flexibles composite, le matériau du noyau assume pour l'essentiel la fonction d'arrêt. Les fluides frigorigènes et les huiles-esters ou PAG absorbe généreusement l'eau. Si l'on utilise des flexibles inappropriés, l'eau provenant du milieu environnant peut être absorbée et conduire plus ou moins à court terme à des problèmes sur l'installation.

Il est nécessaire pour assurer un montage rapide et sûr des flexibles de fluide frigorigène de tenir compte de l'angle de torsion et de courbure maximale du flexible. Les flexibles ne doivent en aucun cas être montés avec force.

Les flexibles utilisés pour le fluide frigorigène R 12 ne sont pas appropriés pour le fluide R 134a. Les molécules du R 134a sont plus petites et pénètrent plus facilement dans les pores du matériau du flexible.

4.10 Tuyauteries

Les pertes de pression enregistrées dans les tuyauteries influencent la puissance frigorifique de l'installation. Elles entraînent, outre une diminution de la puissance frigorifique, un besoin en énergie plus élevé du compresseur.

Il faudra, dans le dimensionnement des tuyauteries, tenir compte des facteurs suivants :

- Perte de pression
- Vitesse d'écoulement
- Retour d'huile

Les pertes de pression dans les conduites diminuent la puissance frigorifique de l'installation. Les pertes de pression sont toujours indiquées en Kelvin (K) en fonction de la baisse de température de saturation.

Tableau 4-1. Perte de puissance frigorifique par chute de pression

Perte de pression en K	Puissance frigorifique en %
2 K dans la conduite d'aspiration	92,2 %
2 K dans la conduite de gaz chaud	98,8 %

La chute de pression dans la conduite de vapeur d'aspiration et de gaz chaud doit si possible, en raison de la faible puissance frigorifique, être faible. Après la mis en service, la chute de pression peut atteindre, selon l'état opérationnel, de 4 à 7 K. la valeur admissible dans la conduite de liquide ne doit pas dépasser 0,5 K, car il pourrait autrement se former dans le liquide des bulles de vapeur dues à la chute de pression qui rendraient impossible un réglage correct de la surchauffe.

Le tableau 2 représente les valeurs empiriques des vitesses d'écoulement. La vitesse d'écoulement est limitée vers le haut en raison des différences de pression générées et des problèmes de pollution en résultant.

.

Il est nécessaire, étant donné que la vitesse d'écoulement entraîne l'huile dans la conduite d'aspiration et de gaz chaud, que la vitesse d'écoulement minimum soit absolument respectée. Il faudra surtout tenir compte de cet impératif pour le fonctionnement en charge partielle et les compresseurs à réglage de puissance. Une insuffisance de recyclage d'huile conduit à des pannes du compresseur. Les vitesse d'écoulement recommandées au tableau 2 sont des valeurs empiriques pour lesquelles le fonctionnement correct du recyclage d'huile est garanti.

Les installations frigorifiques de véhicules automobiles fonctionnent sans surchauffe en sous-réglage. L'huile, comme dans la conduite de liquide, est dissoute dans le fluide frigorigène et transportée également à des vitesses réduites..

Tableau 4-2. Vitesse d'écoulement recommandée

Conduite	Vitesse recommandée pour fluide frigorigène HCF
Puissance d'aspiration	5 - 15 m/s
Conduite de gaz chaud	5 - 20 m/s
Conduite de liquide	0,3 - 1,2 m/s

La pose correcte des tuyauteries est déterminante pour le bon fonctionnement de l'installation frigorifique. Toutes les conduites transportant un fluide frigorigène doivent être montées si possible de façon simple, en respectant un trajet le plus court possible.

Afin de faciliter le recyclage d'huile, toutes les conduites véhiculant un fluide frigorigène doivent être installées en pente dans le sens de l'écoulement.

La conduite d'aspiration doit être montée en position descendante vers le compresseur (figure 4-46). Un siphon ou un collecteur de liquide monté devant le compresseur protège le compresseur contre le liquide du fluide frigorigène qui peut s'accumuler à l'arrêt, en provenance du compresseur, dans la conduite d'aspiration. Les installations sensibles aux accumulations de fluide frigorigène (p.ex. climatiseur de wagon de chemin de fer avec condenseur et collecteur sur le toit et compresseur sous le véhicule) devraient être équipées d'une commutation Pump down.

Il est recommandé, pour la conduite sous pression, de recourir à une conduite montée en position descendante et s'écartant du compresseur (figure 4-47)

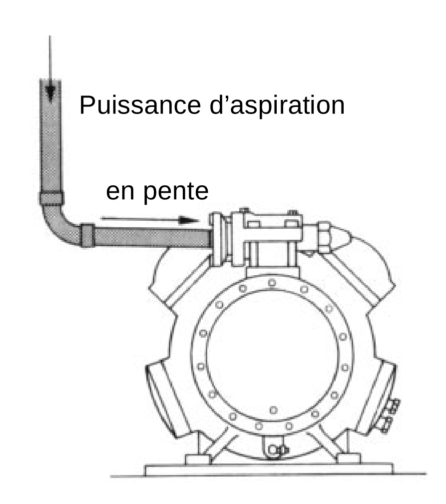


Fig. 4-46. Pose d'une conduite d'aspiration sur le compresseur

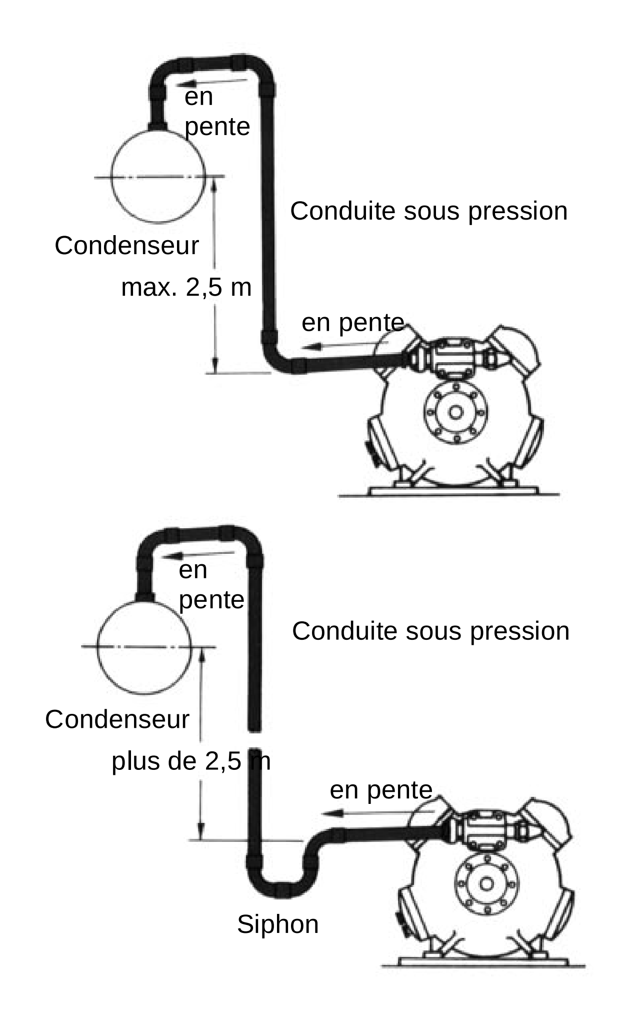


Fig. 4-47. Pose d'une conduite sous pression pour un évaporateur en position élevée

Il faudra prévoir sur les évaporateurs en position élevée après le raccord de conduite sous pression, une portion de conduite descendante. Il faudra, si l'évaporateur est situé à plus de 2,5 m au-dessus du compresseur, monter dans la conduite sous pression un siphon ou une soupape de retenue. Le siphon facilite le recyclage de l'huile au-dessus de la conduite ascendante en position élevée. Lorsque de l'huile s'y est accumulée après un certain temps de durée de marche, la section d'écoulement se rétrécie et l'huile est entraînée. A l'arrêt, du reste, l'huile ou le fluide frigorigène ne parvient pas à la tête du cylindre, ce qui lors de la mise en marche peut provoquer des problèmes.

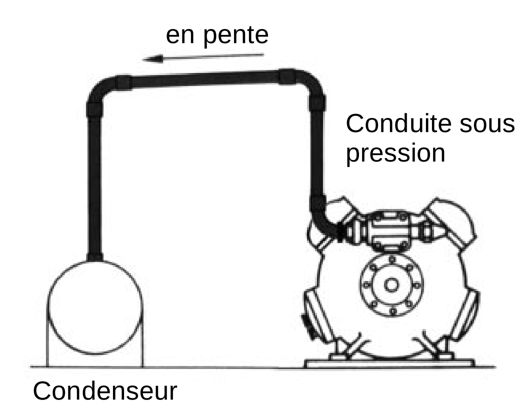


Fig. 4-48. Pose d'une conduite sous pression, condenseur à la même hauteur ou plus bas

Si le condenseur est situé plus en bas ou à la même hauteur que le compresseur, la conduite sous pression peut monter directement après le raccordement du compresseur.



Page libre pour notices

5 Fluides frigorigènes, lubrifiants et fluides caloporteurs

5.1 Introduction

La norme DIN 8960 définit le fluide frigorigène comme un fluide caloporteur qui dans un processus de machine frigorifique absorbe la chaleur à basse température et à basse pression (évaporateur) et cède la chaleur à haute température et à pression élevée (condenseur).

Autrefois, on n'utilisait exclusivement dans les installations frigorifiques mobiles que du HCFC R 12 comme fluide frigorigène. En 1974, les HCFC furent soupçonnés de détruire la couche d'ozone protectrice entourant la terre. Le décret relatif aux composés HCFC-halon interdit désormais l'utilisation d'hydrocarbures fluoro-chlorés dans les substances de substitution destinées à remplacer les fluides frigorigènes en question. Les nouvelles installations utilisent désormais dans les installations frigorifiques modernes le fluide frigorigène R 134a..

5.2 Exigences imposées à un fluide frigorigène idéal

5.2.1 Propriétés physiques

5.2.1.1 Pression d'évaporation

La pression d'évaporation doit être dans l'ensemble de la zone de travail d'au moins 1 bar (absolue). Il est ainsi possible d'éviter que de l'air ou de l'eau ne pénètre, en cas de petites fuites, dans les installations à compresseurs ouverts.

5.2.1.2 Pression de condensation

La pression de condensation devra être maintenue aussi basse que possible, afin de limiter à un maximum les volumes de construction et les dépenses énergétiques. Les pressions de service acceptables pour une installation sont calculées en fonction du fluide frigorigène et du type de construction du condenseur. Vous trouverez des indications à ce sujet dans DIN 8975, partie 1.

5.2.1.3 Différence de pression

La différence de pression p_c - p_o détermine le dimensionnement du moteur du compresseur. Elle doit si possible être faible.

5.2.1.4 Taux de compression

Il faudra essayer d'obtenir le plus petit taux de compression possible. Une augmentation du taux de compression p_c/p_o entraîne une baisse du coefficient de rendement λ du compresseur. Il est donc avantageux d'utiliser un fluide frigorigène ayant une courbe de pression de vapeur plate.

5.2.1.5 Température finale de compression

La température finale de compression devrait, compte tenu de la stabilité thermique du lubrifiant utilisé, être maintenue autant que possible à une valeur basse. Cette température dépend du fluide frigorigène, de la surchauffe d'aspiration et de la pression de condensation de l'installation, ainsi que du compresseur.

La température critique mesurée sur la paroi extérieure de la conduite est située entre120 et 140 °C. La température des plaques de soupapes qui atteint alors près de 160 °C est décisive. L'huile commence à se cokéfier pour des températures plus élevées.

5.2.1.6 Solubilité dans l'eau

L'eau dans une installation frigorifique conduit à des perturbations. Plus l'hydrosolubilité d'un fluide frigorigène est élevée, plus il peut fixer d'humidité, sans que n'apparaissent de pannes dans l'installation.

L'humidité dans les installations jouent, compte tenu de la forte absorption d'eau des huiles-esters et PAG, un rôle décisif. Les fluides frigorigènes sont livrés avec une humidité résiduelle de 20 ppm au maximum.

5.2.1.7 Enthalpie d'évaporation et densité d'aspiration

Il faudra, lorsqu'on étudie la puissance frigorifique obtenue avec un fluide frigorigène, tenir compte de ces deux valeurs. Si un fluide frigorigène a une enthalpie d'évaporation élevée, la même puissance frigorifique pourra être obtenue avec une cylindrée du compresseur plus faible. Il faudra, afin que le compresseur puisse si possible transporter un maximum de fluide frigorigène, que le fluide frigorigène ait si possible au niveau de l'orifice d'aspiration une densité si possible élevée.

5.2.1.8 Miscibilité/Solubilité des lubrifiants

Il est souhaitable, pour le retour d'huile dans les installations frigorifiques, d'obtenir une solubilité complète du fluide frigorigène liquide avec le lubrifiant. Une immiscibilité complète, telle que nous pouvons l'observer avec le fluide frigorigène qu'est l'ammoniaque, pourra être surmontée à l'aide d'une unité de retour d'huile appropriée.

Certains fluides frigorigènes ne sont toutefois pas solubles à n'importe quelle température et n'importe quel rapport de mélange avec l'huile des machines frigorifiques. Cet inconvénient appelé „***créneau de mélange***“ joue un rôle déterminant dans le retour d' huile. Si le rapport huile / liquide frigorigène est situé à l'intérieur du créneau de mélange, une interruption du retour l'huile peut conduire à des pannes dans le fonctionnement de l'installation. L'évolution de ce créneau de mélange dépend du type de fluide frigorigène et du type d'huile utilisés.

La figure suivante représente un diagramme de créneau de mélange auxquels se conforment les fabricants d'huile.
.

Fig 5-1.Caractéristique d'oléosolubilité R 134a

Les zones à deux phases sont les créneaux de mélange de ce couple fluide frigorigène / huile. Les phases riches en huile et les phases riches en fluide frigorigène sont séparées. Le recyclage de l'huile dans ces phases n'est possible que pour une vitesse d'écoulement suffisante. Le fluide frigorigène et l'huile sont miscibles dans la zone monophasée. Le retour d'huile est fonction de la solubilité de l'huile dans le fluide frigorigène.

5.2.2 Propriétés chimiques

Le fluide frigorigène ne devrait pas, quelles que soient les conditions de service éventuelles, réagir chimiquement avec les matériaux et les lubrifiants utilisées. Les fluides frigorigènes eux-mêmes ne sont pas très corrosifs par rapport aux matériaux utlisés. Il faudra tenir compte dans ce contexte du mélange fluide frigorigène / huile.

5.2.3 Propriétés physiologiques

Il est souhaitable d'obtenir une grande compatibilité physiologique (absence de toxicité). La concentration maximale sur les lieux de travail pour le fluide R 134a est de 1 000 ppm. Cela signifie qu'aucune conséquence néfaste pour la santé n'est à craindre si l'on respire pendant une période de travail de 8 heures une quantité ne dépassant pas la valeur indiquée. Il existe un risque d'asphyxie en cas de concentrations plus élevées dû à la réduction de la quantité d'oxygène au niveau du sol (R 134a est plus lourd que l'air). Il peut en résulter des céphalées, des nausées ansi que des vertiges ou des pertes de connaissance.

Des produits de décomposition toxiques peuvent se former en cas d'incendie, à proximité de surfaces métalliques chaudes ou incandescentes ou en présence de lumière ultraviolette (arc électrique).

5.2.4 Impact sur l'environnement

L'utilisation, la fabrication et l'élimination de fluides frigorigènes doivent être réalisées sans aucun effet négatif sur l'environnement. Les fluides frigorigènes et les installations se voient attribués certaines valeurs et indices permettant de juger de leur compatibilité ou incompatibilité écologique.

5.2.4.1 Potentiel de dégradation de l'ozone (ODP)

La concentration naturelle d'ozone dans la stratosphère a connu sous l'effet des pollutions les plus diverses une dégradation constante au cours des dernières décennies, entraînant ainsi une diminution de la protection contre les rayonnement ultraviolets. Cette pollution est dû généralement aux halogènes et dérivés halogénés, tels que le chlore, le fluor et le brome qui à la suite de réactions chimiques sont libérés lors de la montée dans l'atmosphère des hydrocarbures fluoro-chlorés (HCFC).

Le „protocole de Montréal" de 1987 signé lors de la Conférence International de Montréal stipulait que les états signataires s'engageaient à supprimer d'ici la fin 1995 la production de substances responsables de la destruction de la couche d'ozone. Il est interdit dans les pays signataires depuis 1995 de produire des HCFC. Tous les états malheureusement n'ont pas signé le protocole de Montréal.

Étant donné que le temps mis par les HCFC pour atteindre la couche d'ozone est d'environ 15-20 ans, la dégradation de la couche d'ozone va se poursuivre au cours des prochaines années.

La dégradation de la couche d'ozone (plus de 50 %) est particulièrement importante au-dessus des régions polaires. Il est possible, entre septembre et novembre, lors du printemps antarctique, d'observer cette déchirure de la couche d'ozone.

Les fluides frigorigènes R 11 et R 12 ayant le ***potentiel de dégradation d'ozone*** le plus élevé se sont vus attribués la valeur ODP 1,0 (100 %). Les autres fluides frigorigènes ont été classés en ce qui concerne leur nocivité sur l'environnement en prenant R 11 pour référence.

5.2.4.2 Potentiel d'effet de serre (GWP)

La vie sur la terre dépend de l'énergie rayonnante du soleil. Cette énergie toutefois subit une importante déperdition due à la réflexion et á l'évaporation. Les gaz à effet de serre naturels, la vapeur d'eau et le CO_2 , empêchent la réflexion complète de la quantité totale d'énergie et retiennent la chaleur dans l'atmosphère terrestre. Ils agissent comme la surface vitrée des vitres d'une serre. Sans les gaz à effet de serre, la température moyenne à la surface de la terre ne serait pas de 18 °C, mais de - 15 °C.

Cet effet de serre en soi positif ne cesse en fait d'augmenter par l'émission croissante due à l'homme de gaz à effet de serre (CO_2, fluide frigorigène, méthane généré dans l'agriculture). Depuis le début de l'industrialisation au Moyen-Âge, la quantité de CO_2 dans l'atmosphère n'a cessé d'augmenter.

.

Fig. 5-2. Évolution de concentration en CO_2

L'augmentation de l'effet de serre a provoqué une élévation de la température en moyenne annuelle de 1-1,5 K. Cette augmentation de la température va conduire à long terme à une augmentation du niveau de la mer, à des modifications et des décalages dans la répartition des précipitations et à des perturbations climatiques extrêmes.

Le ***potentiel d'effet de serre*** des fluides frigorigènes est caractérisé par le GWP (effet de serre en fonction du CO_2) ou par le H-GWP (effet de serre direct en fonction de R 11).

- R 12 GWP 7 100
- R 134a GWP 1 200

Les valeurs ODP et GWP ne sont pas des propriétés de substances pouvant être mesurées de façon absolue. Elles sont déterminées à l'aide de modèles de calculs pour les réactions se déroulant dans l'atmosphère. Cette méthode entraîne des résultats quantitativement variables. Les deux valeurs ne tiennent compte que des propriétés du fluide frigorigène et non pas des processus de fabrication ou des besoins en énergie de l'installation frigorifique.

5.2.4.3 TEWI

La valeur TEWI (total equivalent warming impact, effet de serre direct et indirect) ne concerne pas seulement les charges dues au fluide frigorigène, mais également l'installation dans laquelle se trouve le fluide frigorigène. Cette méthode tient compte de l'effet de serre imputable aux besoins en énergie de l'installation et du rejet de fluide frigorigène lors de son élimination ou lors de fuites. On distingue entre ***effet de serre direct*** dû au fluide frigorigène (fuites, pertes provenant de réparations, mise à la ferraille) et ***effet de serre indirect*** (émissions de CO_2 lors de la production d'énergie).

L'évaluation TEWI n'est pas optimale, car elle ne tient pas compte de la fabrication des différents fluides frigorigènes.

5.3 Décret d'interdiction de HCFC-Halon

Le décret officiel d'interdiction du 6 mai 1991 stipule l'abandon progressif des HCFC et les règles à respecter dans l'usage de ces fluides frigorigènes.

Contenu

- Aucun HCFC (R 12) ne doit être utilisés depuis 1955 dans les nouvelles installations.
- Il est interdit de libérer dans l'atmosphère, contrairement aux stipulations techniques les plus récentes, le fluide frigorigène lors du fonctionnement des machines, lors de travaux de réparations et lors de la mise hors service de machines frigorifiques.
- Seules les personnes habilitées, disposant des connaissances et des équipement techniques requis, sont autorisées à effectuer des travaux sur les installations frigorifiques
- L'utilisation du fluide frigorigène devra être documentée.
- Il faudra, dans le cas des vieilles installations, opter pour un nouveau fluide frigorigène (fluide frigorigène de substitution) non préjudiciable à la couche d'ozone.
- Le ministère de l'environnement devra mentionner les fluides frigorigènes de substitution, comme cela a déjà été fait en 1955 pour R 12. Il n'est désormais plus permis de remplir les vieilles installations en R 12. Il faudra, dès qu'un système est ouvert pendant le service, prévoir un fluide frigorigène de remplacement. Tant que les installations existantes sont étanches, elles pourront continuer de fonctionner. Il faudra remplacer le fluide frigorigène R 12 par le fluide R 134a.

Le "décret 2037 / 2000 sur les substances responsables de la dégradation de la couche d'ozone" règle, au sein de la Communauté européenne, la production, l'utilisation et la disponibilité des HCFC et les H-HCFC.

5.4 Fluide frigorigène R 134a comparé à R 12

L'utilisation de R 134 à la place de R 12 possède les qualités nécessaires pour répondre aux exigences requises par les climatiseurs automobiles actuels.

Comparaison R 134a/R 12

R 134a est plus écologique que R 12, car il ne dégrade pas la couche d'ozone d'une part (il ne renferme pas de chlore) et présente d'autre part un potentiel très faible d'effet de serre.

Les courbes de pression de vapeur de R 134a et R 12 sont très similaires, comme le montre la figure 5-1. Le fluide R 12 présente des pressions un peu plus élevées aux températures de saturation basses, R 134a aux températures de saturation élevées. Il est possible d'utiliser, compte tenu des pressions similaires dans l'ensemble, pratiquement les mêmes composants. Les autres caractéristiques thermodynamiques sont également très similaires. La puissance frigorifique, les besoins en énergie et le comportement thermique sont comparables.

Il faudra procéder à d'importantes modifications au niveau du lubrifiants et des matériaux d'étanchéité lors du passage au R 134a. R 134a est une petite molécule et nécessite des étanchéités à petits pores. Les matériaux d'étanchéité ou flexibles de R 12 ne doivent par conséquent pas être utilisés pour R 134a.

Les huiles minérales ou synthétiques utilisées pour R 12 ne sont pas miscibles (solubles) avec R 134a et ne sont pas transportées à une vitesse suffisante dans le circuit du fluide frigorigène. Les huiles non miscibles peuvent se déposer dans les échangeurs de chaleur et inhiber la transmission de chaleur, rendant ainsi impossible un fonctionnement correct de l'installation. Il est recommandé par conséquent pour le fluide R 134a d'utiliser des huiles-esters (omnibus) et des huiles PAG (véhicules automobiles).

5.5 Remplacement du fluide frigorigène

Il faudra, étant donné qu'aucun service n'est plus effectué sur les installations R 12 existantes, prévoir en cas de réparation ou de fuite une mise hors service ou le remplacement du fluide frigorigène. Le remplissage de R 134a dans les installations fonctionnant avec R 12 n'est pas autorisé, car les particularités frigorigènes du mélange diffèrent fortement de celles de la substance pure. L'opérateur dispose de deux possibilités s'il veut continuer à travailler avec son installation.

5.5.1 Retrofit

Il est nécessaire, dans le ***cadre de la mesure retrofit,*** de procéder non seulement à un ***changement du fluide frigorigène***, mais également à un ***changement d'huile.*** Il ne faudra utiliser, selon l'état actuel de la technique, que le fluide frigorigène R 134a sur les installations climatiques de véhicules automobiles. Le fluide R 134a nécessite un lubrifiant "polaire" (PAG ou ester), afin de garantir un retour d'huile optimal grâce à la solubilité du fluide frigorigène - huile ainsi obtenue.

Un mesure retrofit n'est "justifiable" que si les flexibles utilisés pour le fluide frigorigène sont remplacés par des flexibles répondant aux derniers acquis de la technique. Il faudra également vérifier au niveau du compresseur, si les matériaux d'étanchéité utilisés conviennent à la nouvelle combinaison fluide frigorigène-lubrifiant. Il faudra dans les tous les cas remplacer le filtre déshydrateur. Il est également recommandé, pour un réglage optimal de la surchauffe, d'ajuster également la soupape de détente.

Les résidus d'huiles chlorés exercent les effets négatifs suivants :

- Circulation d'huile insoluble dans le circuit de fluide frigorigène
- Phénomènes d'engorgement par enrichissement dans le séchoir du collecteur
- Variations de débit au niveau de la soupape de détente
- Les teneurs en eau élevées ont un effet catalytique avec ce taux d'huile résiduel et conduisent à une décomposition chimique du lubrifiant ou du fluide frigorigène. L'utilisation de cuivre conduit à un phénomène de galvanisation et l'utilisation d'autres matériaux à des phénomènes de corrosion.
- Un décalage des créneaux de mélange en fonction de la teneur en huile résiduelle, même dans les gammes de températures que l'on rencontre dans les climatiseurs de véhicules automobiles. Des problèmes peuvent apparaître au niveau du retour d'huile.

Il est donc nécessaire, étant donné qu'il faut compter dans les climatiseurs de véhicules automobiles à une quantité d'eau élevée dans le système, de réduire si possible à un minimum le transport d'huile résiduelle.

5.5.2 Drop In

Le changement de fluide frigorigène a lieu en ***"drop in" sans vidange d'huile.***

Effets du glissement des températures :

- Enrichissement ou appauvrissement des composants d'un mélange dans les différents secteurs du circuit du fluide frigorigène
- Déplacement de concentration des parties du mélange lors de fuites
- Problèmes éventuels lors du réglage de la surchauffe
- Les mélanges de fluides frigorigènes ne doivent être versés dans l'installation qu'à l'état liquide

Un ODP résiduel causé par un quantité de R 22 nécessaire pour le retour d'huile est source de problèmes pour beaucoup de fluides frigorigènes de service.

Le fait qu'aucune modification ne soit nécessaire sur l'installation et que l'huile puisse rester dans le circuit du fluide frigorigène constitue assurément un avantage indéniable.

5.6 Huiles de machines frigorifiques

5.6.1 Fonction des huiles de machines frigorifiques

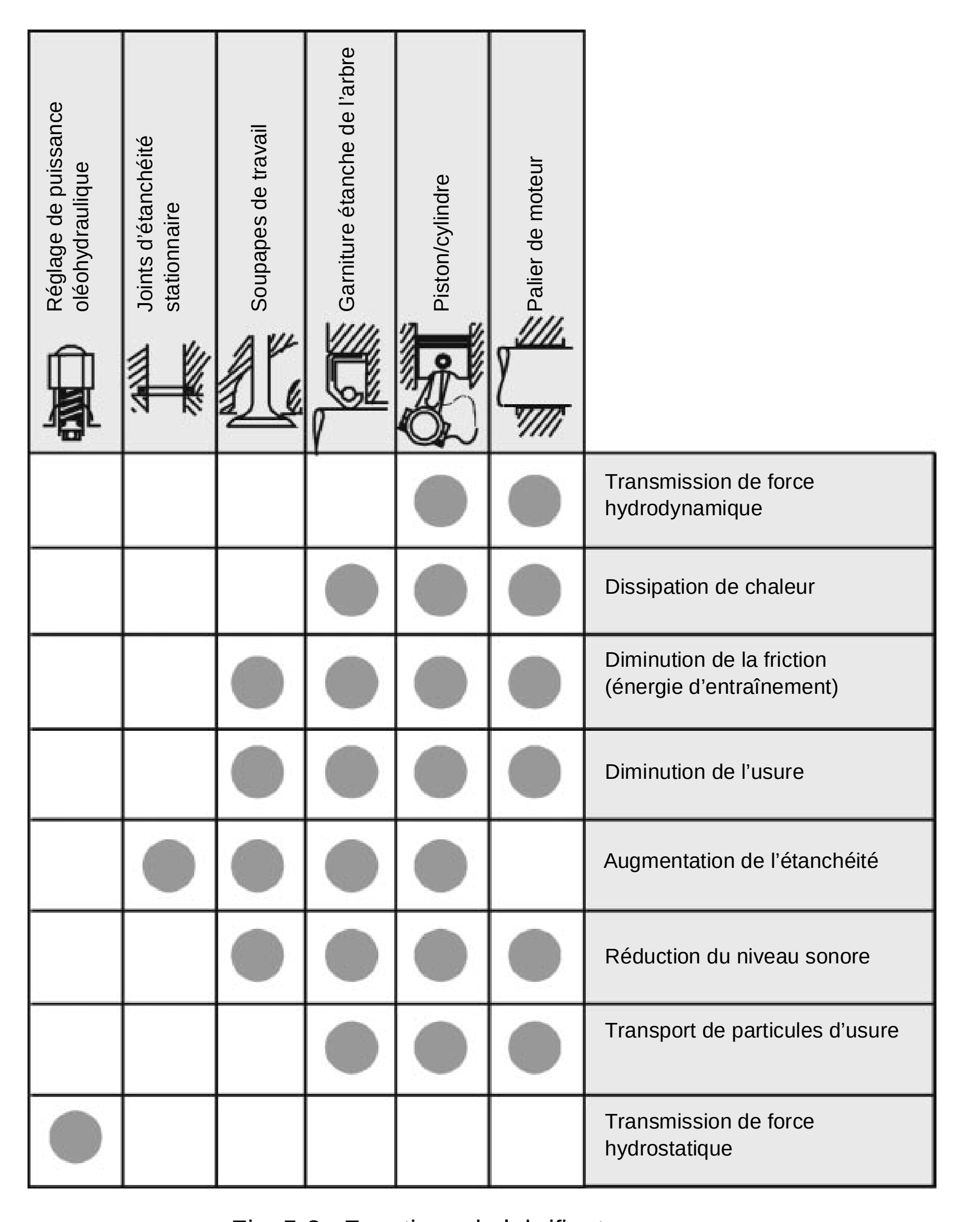
La fonction principale des huiles frigorifiques réside dans la lubrification des compresseurs et l'évacuation de la chaleur. De plus, elles assurent l'étanchéité de la chambre de compression et des soupapes. L'huile n'est nécessaire que dans le compresseur. Les projections d'huile dans le compresseur conduisent l'huile dans les autres parties de l'installation. Dans le cas des climatiseurs typiques d'autobus, près de 5-10 % de l'huile est en circulation. Sur les véhicules automobiles ce pourcentage atteint 80 %.

Un plus faible pourcentage d'huile dans l'installation représente même un avantage. L'installation gagne en étanchéité et la puissance de l'échangeur de chaleur est légèrement plus élevée. Il est également possible, grâce aux petites quantités d'huile qui s'échappe, de localiser les fuites. Un film d'huile recouvre l'endroit de la fuite.

5.6.2 Problèmes imputables à l'huile

Les problèmes liés à l'huile les plus courants sont les suivants :

- Humidité dans l'installation lors de l'utilisation d'esters et de PAG



Réglage de puissance oléohydraulique	Joints d'étanchéité stationnaire	Soupapes de travail	Garniture étanche de l'arbre	Piston/cylindre	Palier de moteur	
				●	●	Transmission de force hydrodynamique
			●	●	●	Dissipation de chaleur
		●	●	●	●	Diminution de la friction (énergie d'entraînement)
		●	●	●	●	Diminution de l'usure
	●	●	●	●		Augmentation de l'étanchéité
		●	●	●	●	Réduction du niveau sonore
			●	●	●	Transport de particules d'usure
●						Transmission de force hydrostatique

Fig. 5-3. Fonctions du lubrifiant

- Retour d'huile
- Enrichissement en fluide frigorigène dans le carter de vilebrequin à l'arrêt
- Différence de viscosité à des températures différentes dans le cycle du fluide frigorigène

Outre l'humidité, le retour d'huile constitue un point important pour la sécurité de fonctionnement de l'installation. L'huile doit être entraînée par la vitesse du fluide frigorigène, là où le fluide frigorigène est gazeux. Il faudra veiller à ce que les vitesses minimales nécessaires soit respectées dans la partie de charge partielle.

Lorsque le compresseur est à l'arrêt, la pression régnant dans le carter du vilebrequin est plus élevée que lors de la marche. Il peut en résulter une plus grande quantité de fluide frigorigène soluble dans l'huile. Lors de la mise en marche, le mélange fluide calorigène - huile se met à mousser et la lubrification ne peut pas être immédiate. Cet inconvénient pourra être évitée en montant une unité de chauffage pour carter de vilebrequin ou une connexion d'aspiration (Pump down).

Les huiles utilisées doivent rester suffisamment visqueuses aux hautes températures et en même temps suffisamment liquide aux températures régnant dans le compresseur. Des problèmes peuvent justement apparaître aux températures d'évaporation basses.

La viscosité dépend de la température et de la quantité de fluide frigorigène dissout dans l'huile. Plus la température est élevée, plus la viscosité de l'huile est basse. Une plus grande quantité de fluide frigorigène est soluble dans l'huile aux températures élevées, ce qui entraîne une baisse de la viscosité.

5.6.3 Types d'huiles usuelles pour machines frigorifiques

5.6.3.1 Huiles minérales

Les huiles minérales peuvent être utilisées pour des fluides frigorigènes chlorés et pour des hydrocarburtes.

5.6.3.2 Alcylbenzènes

Les alkylbenzènes appartiennent aux huiles synthétiques. Ils sont thermiquement plus stables que les huiles minérales et ont une plus grande solubilité dans les fluides frigorigènes. de plus, il moussent moins lors de la mise en service de l'installation. Il faudra, lorsque l'on passe sur une installation à fluide frigorigène R 12 à certains fluides de transfert, ajouter de l'alkylbenzène.

5.6.3.3 Polyglycol (PAG)

Les PAG sont des lubrifiants synthétiques, utilisés dans R 134a pour la climatisation des véhicules automobiles:

- Hygroscopicité élevée (absorption d'eau)
- Les polyglycols sont fournis avec une humidité résiduelle de 300 ppm maximum. Cette valeur ne doit pas dépasser 700 ppm environ en service
- Stable aux réactions avec l'eau
- Bonne thermoviscosité
- Stabilité thermique élevée
- Protection élevée contre l'usure
- Sensible au chlore (R 12)
- Faible compatibilité aux huiles minérales
- Bonne solubilité dans les fluide frigorigène, éventuellement créneaux de mélange aux températures élevées

Les PAG ne sont pas appropriés, en raison de leur caractère hydrophile, pour les installations possédant des pièces en cuivre (galvanisation).

5.6.3.4 Huiles-esters

Les Polyolsterols (POE) sont des lubrifiants synthétiques, utilisés entre autres dans les systèmes de climatisation d'autobus. Ces huiles ont les mêmes propriétés que les PAG, mais ne sont toutefois pas aussi stables à la décomposition et aux hautes teneurs en eau. Les huiles-esters sont livrées avec une humidité résiduelle de 50 ppm.

Les connaissances acquises récemment ont montré que la teneur en eau dans les installations fonctionnant avec des huiles-esters ne devaient pas dépasser 100 ppm au maximum. Il existe au-delà de cette valeur un danger de corrosion métallique des matériaux ou la formation d'acides et d'alcools. L'humidité qui s'est une fois liée à l'huile ne peut plus être éliminée. Le séchage à l'azote ou avec le fluide frigorigène n' est pas sans poser de problème.

5.7 Agents caloporteurs

Il est nécessaire, si des installations frigorifiques fonctionnent avec une évaporation indirecte, de faire appel en plus des fluides frigorigènes à un autre fluide destiné à transporter la chaleur. Outre l'eau, les fluides frigorigènes ou certains liquides caloporteurs spéciaux, on utilise souvent des mélanges d'eau et de produits antigels (saumure).

La saumure doit protéger le circuit contre le gel, la corrosion et les dépôts. Le produit antigel le plus usité est généralement le glycol qui a un point de fusion bas et qui à haute concentration forme une bouillie de glace lorsqu'il se solidifie. (aucun effet d'éclatement de glace).

6 Technique d’installation

6.1 Éléments de sécurité

6.1.1 Généralités

Il est stipulé dans le VBG 20 (Association préventive des accidents de travail) sous l’appellation “Éléments soumis à des contraintes de compression“, paragraphe 6, que les éléments et pièces soumis à des contraintes de compression dans une installation frigorifique doivent résister aux pressions auxquelles ils sont soumis à l’arrêt et en marche. Le paragraphe 7 traite également des mesures et dispositifs de sécurité à respecter en cas de dépassement des pressions prescrites. Ce paragraphe 7 renferme 5 paragraphes que l’un pourrait résumer comme suit :

Les dispositifs de sécurité prévus en cas de dépassements de pression prescrites doivent satisfaire aux exigences suivantes :

- Ils devront être réglés de telle sorte que la surpression de service tolérée ne doit pas être dépassée de plus de 10 %. La valeur de la surpression de service tolérée dépend du fluide frigorigène utilisé, du mode d’exploitation et du fonctionnement de l’évaporateur et de la partie sous haute pression. Les surpressions de service tolérées sont consignées dans la norme DIN 8975 T1 ou devront être déterminées en fonction de l’élément le plus faible du côté haute pression.

- Ils devront être protégés contre toutes modifications de réglage par des personnes étrangères au service.

- Ils ne sont pas nécessaires sur les installations renfermant du R 134a avec une quantité de remplissage inférieure à 2,5 kg. L’installation frigorifique toutefois devra être autoprotégée (conçue de telle sorte qu’aucune augmentation de pression ne soit supérieure à la surpression de service tolérée). La définition de la notion “autoprotégé“ est définie dans la norme DIN 8975 T7. Une installation frigorifique est dite autoprotégée lorsque la surpression de service tolérée à l’arrêt ne dépasse pas la pression de saturation pour une température de 63 °C.

- Une installation frigorifique est considérée comme autoprotégée pendant le service lorsque la surpression de service tolérée est plus élevée que la pression générée à une température ambiante de 32 °C. Cette valeur d’utilisation limite peut sur certains types d’appareils être plus élevée et reste stipulée dans les prescriptions de contrôle normatives (Normes DIN). Une installation frigorifique est dite autoprotégée, lorsque le compresseur p.ex. fonctionne et que la surpression de service, malgré un volume nocif important ou encore une soupape interne de décharge ne dépasse pas la surpression de service tolérée.

- Elles ne doivent pas être bloquées.

6.1.2 Types de dispositifs de sécurité

Les dispositifs de sécurité prévus contre les dépassements ou les sous-dépassements de pressions sont les suivants:

- Soupapes de sûreté comme soupapes d’évacuation ou de décharge
- Dispositif de sécurité contre l’éclatement
- Points destinés à la rupture
- Interrupteur thermostatique
- Interrupteurs manométriques (Pressostats)

Les ***interrupteurs manométriques*** (Pressostats) sont très souvent utilisés comme dispositif de sécurité contre les dépassements ou les sous-dépassements de pression. Ils agissent directement sur l’accouplement magnétique du compresseur.

Si la pression du système augmente , p.ex. en raison d’un condenseur fortement encrassé, d’une panne de ventilateur ou d’une soupape de détente défectueuse, le ***commutateur de haute pression*** interrompt, lorsque la pression réglée est atteinte, (selon le fabricant, env. 26 bars) l’alimentation en courant de l’accouplement électromagnétique. Dès que la pression de l’installation a chuté pour une différence de pression réglée (env. 5-6 bars) audessous de la pression d’arrêt, le compresseur est de nouveau connecté (20-21 bars).

Le ***commutateur de basse pression*** interrompt en cas de sous-dépassement de la pression réglée (causes possibles : pénurie de fluide frigorigène, soupape de détente défectueuse, charge thermique trop faible, ventilateur d’évaporation défectueux ...) l’alimentation en courant de l’accouplement électromagnétique. Étant donné que le fluide frigorigène R 134a pour une surpression de 2 bars a une température d’évaporation de 0 °C , le commutateur de basse pression est souvent réglée, afin d’éviter les phénomènes de givrage, à une valeur d’environ 2 bars. La pression d’enclenchement est souvent supérieure de 0,6 bar à la pression de coupure. Le compresseur se remettrait en marche pour une pression de coupure de 2 bars, c’est-à-dire 2,6 bars. Ce principe est également utilisé pour le réglage de puissance sur les compresseurs sans réglage de puissance.

De nombreuses installations climatiques sont également équipées, pour la mise en circuit d’un ventilateur annexe d’évaporateur, d’un interrupteur à pression supplémentaire du côté des hautes pressions. Le ventilateur annexe diminue la pression de condensation en cas de conditions de service difficiles (conduite lente, arrêt) et augmente ainsi la puissance frigorifique de l’installation.

Un ***thermostat antigel*** est souvent installé pour protéger l’évaporateur contre le givrage. Ce dernier, tout comme le régulateur de pression, connecte ou déconnecte l’accouplement magnétique du compresseur. La sonde de température est installée, selon les modèles, entre les lamelles de l’évaporateur ou à la sortie de l’évaporateur (côté

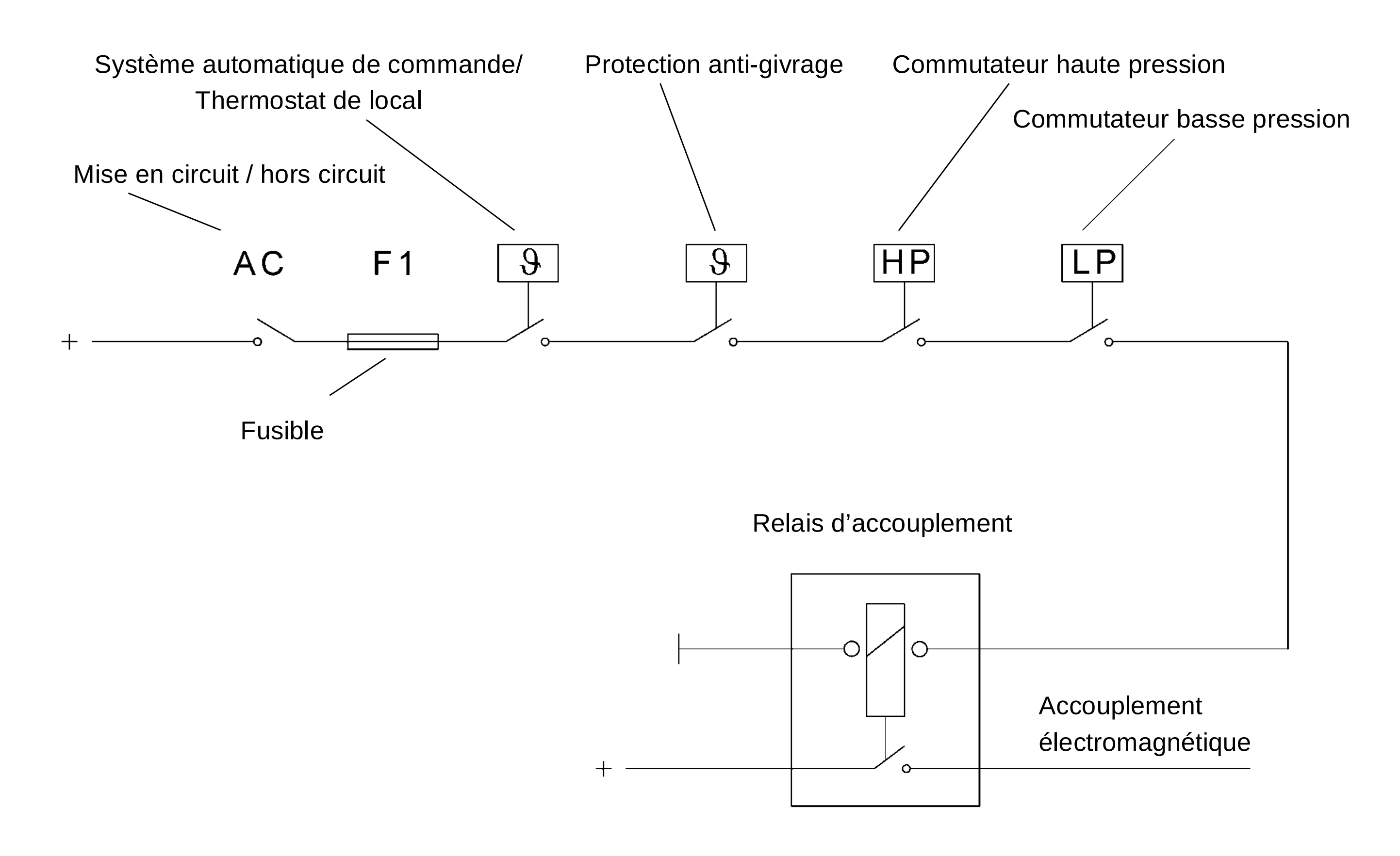


Fig. 6-1. Chaîne de sécurité basée sur quelques éléments de sécurité

aspiration). Sur des thermorégulateurs réglés à une valeur fixe, le régulateur déconnecte le compresseur entre -1 °C et 0 °C et le connecte de nouveau à environ +3 °C. Sur les thermorégulateurs réglables, le point de contact de commutation peut être par contre modifié. Il est ainsi possible d'effectuer un réglage de la température de l'air.

La fig. 6-1 montre un schéma électrique possible permettant de raccorder ces éléments de sécurité.

Une ***soupape de décharge interne*** est prévue sur les compresseurs d'autobus pour servir de protection contre les pressions élevées. Cette soupape laisse passer aux pressions élevées du fluide frigorigène du côté haute pression vers le côté basse pression et empêche ainsi une augmentation supplémentaire de la pression

Il peut arriver, en cas de remplissage trop important ou de températures ambiantes excessives, que des pressions à l'arrêt très importantes apparaissent dans l'installation. Afin d'empêcher l'éclatement des pièces, une ***soupape d'évacuation*** est souvent montée côté haute pression. Elle s'ouvre par exemple à une pression de 40 bars et laisse le fluide frigorigène s'échapper dans l'environnement.

.

6.2 Régulation de puissance

6.2.1 Compresseur variable

6.2.1.1 Régulation avec accouplement magnétique

Jusque dans les années 80, les véhicules automobiles étaient équipés dans le monde entier de compresseurs non réglés. La puissance frigorifique excédentaire - p.ex. pour des régimes de moteur élevés - n'était plus assujettie à un réglage (déréglée) en ce sens que l'accouplement magnétique arrêtait le compresseur. Celui-ci à son tour recevait le signal d'une sonde de température monté sur l'évaporateur, afin d'éviter la formation de givre sur les lamelles de l'évaporateur.

L'inconvénient majeur pour le conducteur réside dans les à-coups générés sur les moteurs faibles lors de la mise en marche

La figure 6-2 affiche sur le tableau de bord les températures de sortie de l'air aux buses d'échappement ainsi que la puissance absorbée du compresseur d'un climatiseur d'automobile doté d'un compresseur variable comparée à une installation munie d'un compresseur réglé.

Des variations au niveau de la température d'échappement entre 6 et 8 °C peuvent être enregistrées dans le

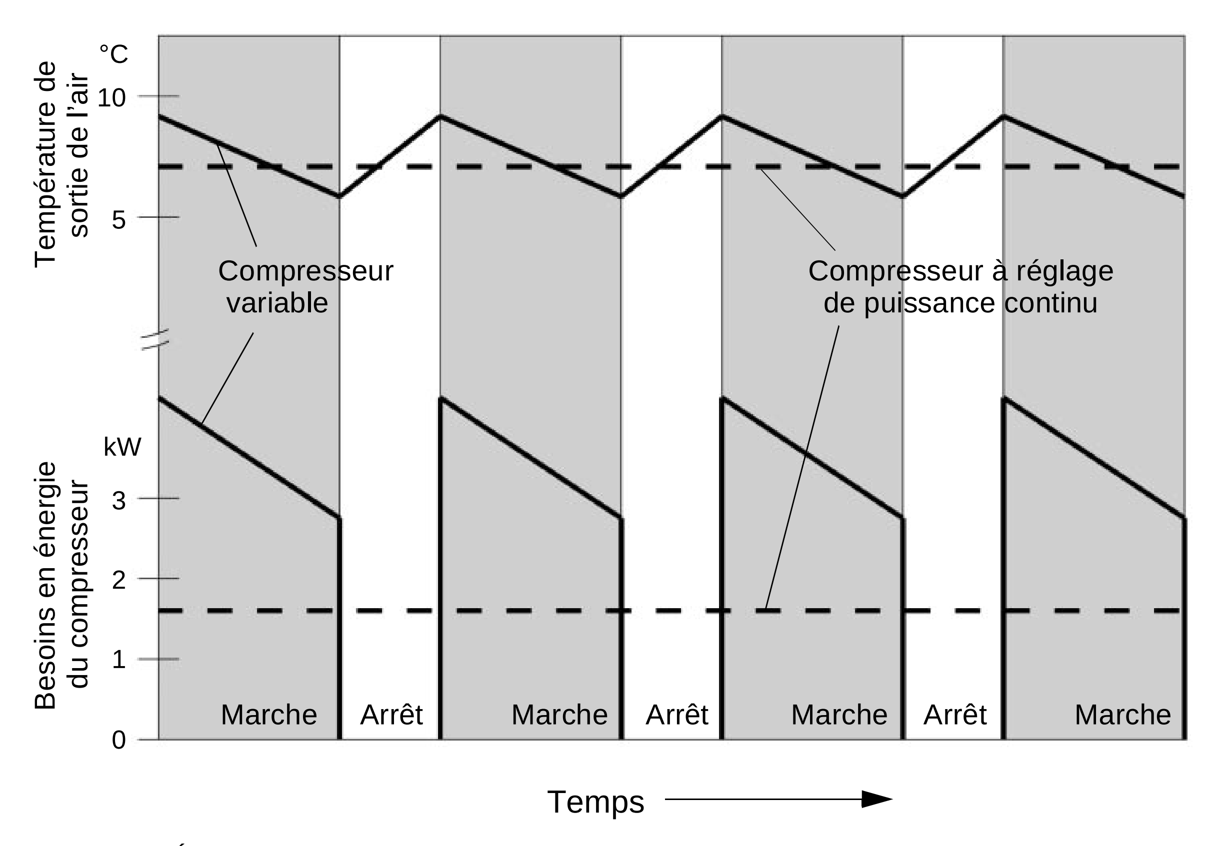


Fig. 6-2. Évolution de la température de sortie de l’air et besoins en énergie des compresseurs variables et à réglage en continu

premier cas ainsi qu’un besoin en énergie du compresseur entre 4,2 kW (au début) et 2,7 kW environ (juste avant la mise hors service). L’allure des deux paramètres est pratiquement constante lorsque l’on utilise un compresseur réglé en continu.

Des mesures comparatives ont démontré que les besoins énergétiques des compresseurs variables sont plus élevés que ceux des compresseurs réglés. Ce phénomène est également observable dans le secteur des installations frigorifiques stationnaires, car dans ce cas également les opérations de mise en service / hors service sont accompagnées de pertes en énergie.

Il est rare que la puissance frigorifique totale du compresseur soit entièrement sollicitée, p.ex

- juste après la mise en marche, lorsque l’habitacle intérieur est chauffé pour une diminution si possible rapide de la température
- pour la circulation en ville ou en fonctionnement „stop and go“

Pendant la plus grande partie de la durée de marche d’un compresseur, l’offre en puissance frigorifique est trop importante - le compresseur est déconnecté. Des mesures effectuées sur des compresseurs de climatiseurs d’automobiles utilisés dans l’air chaud et moite de Tokyo ont révélées que les compresseurs travaillaient au cours d’une année pour 90 % en charge partielle et pour 10 % à pleine charge.

6.2.1.2 Régulation de la puissance par réchauffement

Il est possible en principe de régler la température de l’air pendant le fonctionnement simultané du climatiseur et du chauffage du véhicule.

Ce principe est utilisé pour les opérations de déshumidification. Lors de cette opération, l’air est dans un premier temps refroidi dans l’évaporateur. Étant donné que l’air froid n’absorbe pas autant d’eau que l’air chaud, une partie de l’humidité contenue dans l’air se condense sur les tubes de l’évaporateur ou les lamelles. L’air est ensuite chauffé dans l’échangeur de chaleur de chauffage à la température d’insufflation souhaitée.

Étant donné que l’installation climatique fonctionne continuellement et nécessite de l’énergie motrice, ce type de fonctionnement ne doit être utilisé que pour la déshumidification seulement, mais pas pour le réglage de puissance de l’installation climatique.

6.2.1.3 Dérivation à gaz chaud

La dérivation à gaz chaud (bypass) constitue assurément un mode d’action progressive de l’adaptation de la puissance. Lors de cette opération, une partie du fluide frigorigène comprimé est réduite (étranglée) au passage allant de la sortie du compresseur vers le côté aspiration. La réduction du courant massique de fluide frigorigène vers l’évaporateur entraîne par conséquent une réduction de la puissance frigorifique.

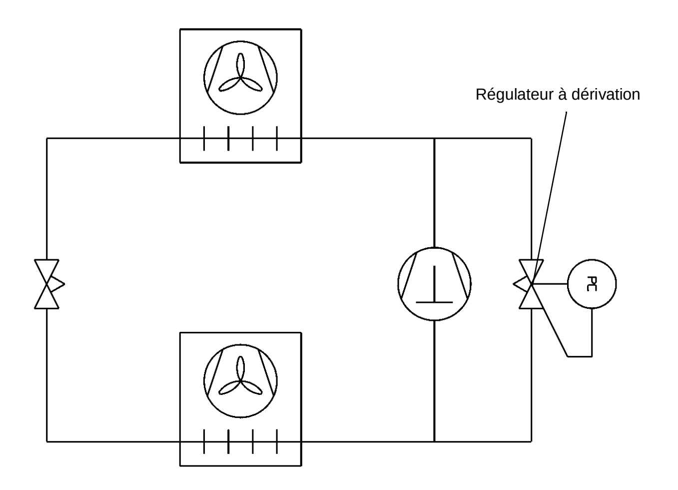


Fig. 6-3. Montage avec dérivation de gaz chaud

Si la pression d'évaporation diminue pour passer à une valeur réglée, le régulateur à dérivation commence à s'ouvrir et provoque ainsi une limitation de la pression d'évaporation vers le bas.

La température élevée des gaz chauds (le gaz chaud étranglé conduit à une grande surchauffe) et la puissance motrice pratiquement constante du compresseur (le compresseur doit refouler toute la quantité de fluide frigorigène) soulèvent des problèmes importants dans ce genre de régulation de puissance.

6.2.1.4 Étranglement de l'aspiration

Étant donné que la puissance frigorifique dépend fortement de la pression d'aspiration, la puissance frigorifique peut être réglée en influençant cette pression. Le montage d'une soupape de réglage entre l'évaporateur et le compresseur peut diminuer la pression d'aspiration jusqu'à la limite d'utilisation du compresseur. Il en résulte un coefficient de rendement plus mauvais et une densité réduite de la vapeur d'aspiration. Il faudra également tenir compte de l'augmentation de température des gaz chauds et d'une efficiente réduite de l'installation.

6.2.1.5 Réglage de régime

Tandis qu'il suffit, lors d'une utilisation frigorifique stationnaire à l'aide de compresseurs entraînés électriquement, de régler le régime au moyen de moteurs électriques à commutation de polarité (par degrés) ou de convertisseurs de fréquences (par action progressive), le régime des compresseurs de véhicules à entraînement par courroie ne peut être réglé qu'à l'aide d'organes de commande.

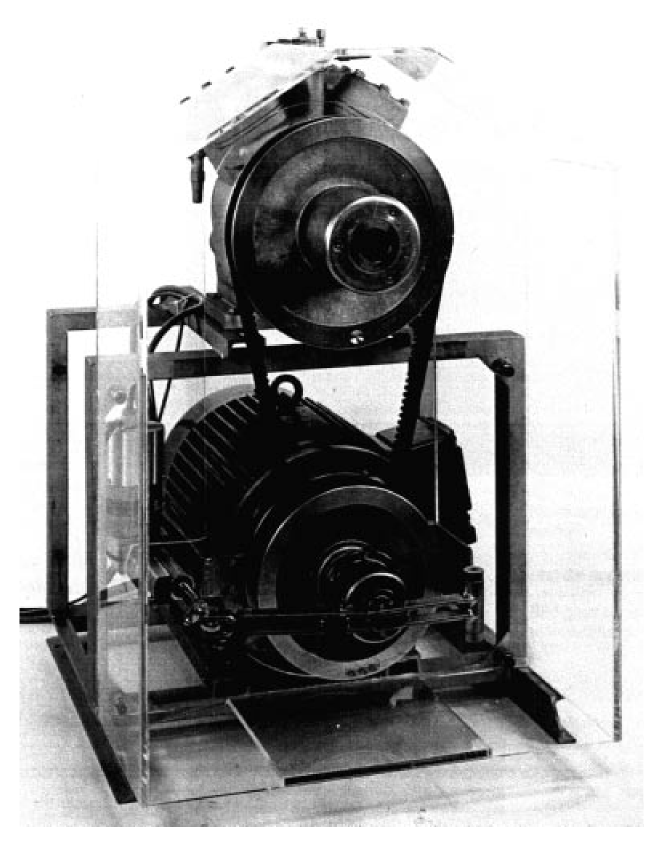


Fig. 6-4. Régale de régime avec mécanisme de transmission variable

La transmission représentée ici comprend un disque de réglage ajustable mécaniquement à déplacement central et un deuxième disque de réglage à ressorts. L'ajustage du diamètre actif de la courroie trapézoïdale est effectué au moyen d'un cylindre de levage actionné électriquement qui agit sur l'ajustement central au moyen d'un mécanisme à leviers. Les signaux pour le changement de régime peuvent être générés par des thermocapteurs ou des capteurs de pression et agissent sur le moteur de commande. L'avantage de ce mécanisme à vitesse variable ou motovariateur mécanique réside dans sa construction simple. Ils possèdent toutefois des inconvénients, tels que le mauvais rendement à charge partielle du système régulateur provoqué par le moteur de commande. De plus, le dimensionnement élevé et le supplément de poids limitent une utilisation à grande échelle de ce système.

6.2.2 Compresseur à réglage interne

6.2.2.1 Mise hors circuit du cylindre

Les compresseurs ouverts possédant un nombre élevé de cylindres offrent la possibilité d'une mise hors circuit ou déconnexion de cylindre pour une régulation par degrés de la puissance. La puissance frigorifique obtenue en charge partielle dépend du nombre de cylindres en service par rapport au nombre de cylindres déconnectés. Il est possible de réaliser un réglage de puissance à régulation fine au moyen d'une déconnexion combinée des différents cylindres et de paires de cylindres

Fig. 6-6. Déconnexion d’un cylindre, fonctionnement à pleine charge



Fig. 6-7. Déconnexion d’un cylindre, fonctionnement de régulation

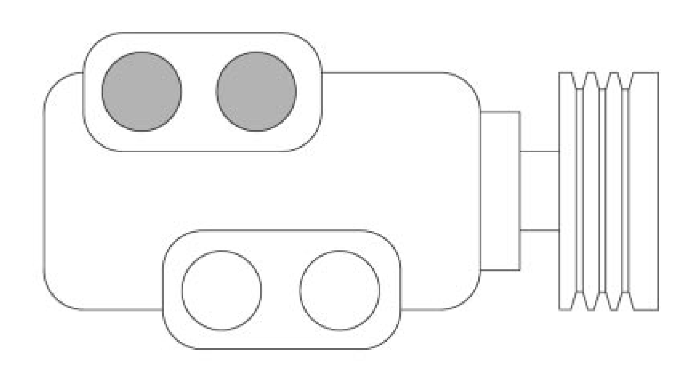


Fig. 6-5. Déconnexion d’un couple de cylindres

La déconnexion de cylindres ne modifie pratiquement en rien les limites d’utilisation d’un compresseur ouvert.

Les figures 6-6 et 6-7 représentent la construction d’un dispositif de déconnexion de cylindres. Le compresseur est doté d’une tête de cylindre particulière avec une soupape magnétique et l’unité de soupape.

Si la ***soupape magnétique est fermée***, aucun gaz côté haute pression ne peut pénétrer dans l’espace situé au-dessus du piston à soupape. Le ressort de pression presse le piston dans le logement supérieur, le canal d’aspiration est ouvert et le compresseur travaille avec tous les cylindres.

Si l’électrovanne est ouverte, du gaz provenant du côté haute pression pénètre dans l’espace situé au-dessus du piston de la vanne et le pousse à l’encontre de la force exercée par le ressort sur le logement inférieur. Le canal d’aspiration est fermé et aucun fluide frigorigène frais ne peut plus être aspiré.

Si plus de puissance frigorifique est requise, l’électrovanne se ferme, le fluide frigorigène situé au-dessus du piston de la vanne est aspiré par la conduite de compensation et le ressort peut de nouveau pousser le piston de vanne dans le logement supérieur. Le cylindre ou la paire de cylindres fonctionnent de nouveau.

La déconnexion des cylindres est très économique, car aucune perte n’est générée, hormis les pertes par friction du piston. De plus, l’électrovanne peut être connectée à volonté sans aucun préjudice sur la durée de vie du compresseur.

6.2.2.2 Réglage du plateau oscillant (réglage interne)

La modification de la cylindrée offre une possibilité supplémentaire de réglage de puissance. Nous prendrons pour exemple un compresseur à piston axial doté d’ une vanne de régulation interne.

Il est possible, en modifiant l’angle d’inclinaison du plateau oscillant, d’obtenir par réglage continu différentes

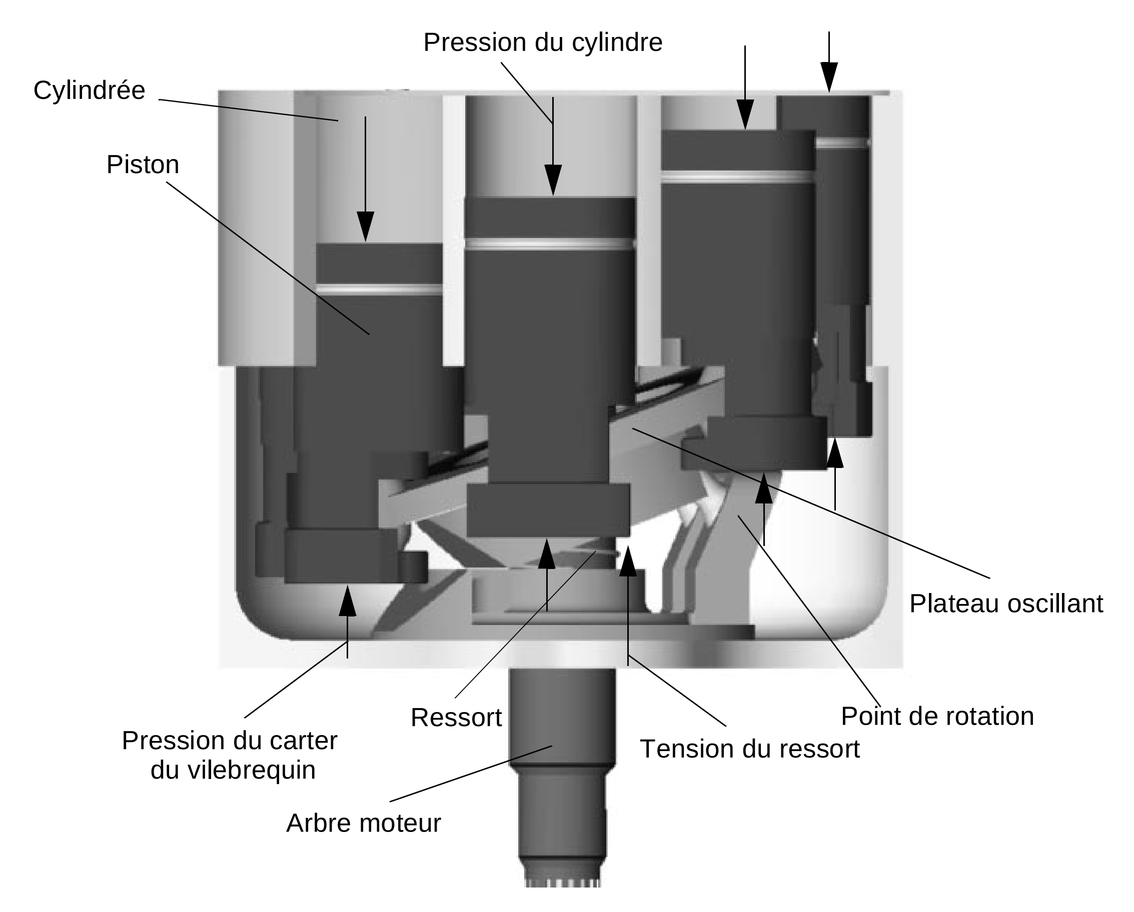


Fig. 6-8. Réglage de puissance d’un compresseur à plateau oscillant à réglage interne

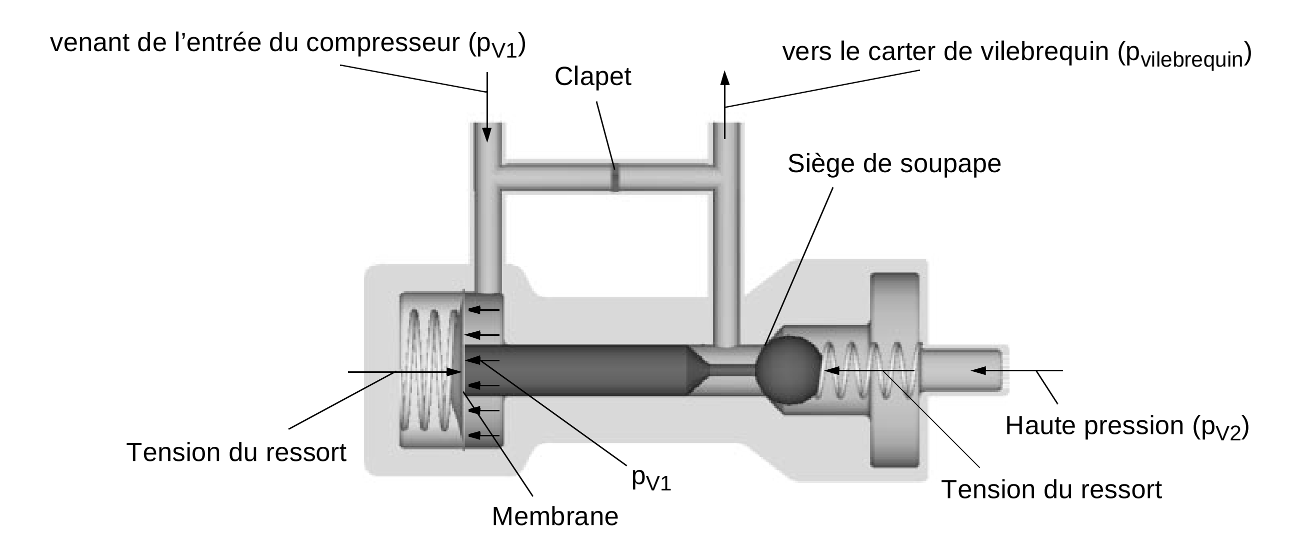


Fig. 6-9. Soupape de réglage d’un compresseur à plateau oscillant à réglage interne

cylindrées (de 2 % environ à 100 %). La figure 6-8 représente un schéma d’un compresseur à plateau oscillant avec une position de plateau destinée à un débit maximum (plateau oscillant avec grand angle d’inclinaison). Cette position est nécessaire à pleine charge.

Si le plateau oscillant à un petit angle d’inclinaison, le compresseur fonctionne avec une cylindrée minimale. Le plateau oscillant occupe cette position lorsque le compresseur est à l’arrêt ou pour de faibles charges thermiques.

La pression d’évaporation est élevée lorsque l’installation est mise en marche et fonctionne à pleine charge. Plus la température intérieure est basse, plus la pression d’évaporation est également faible. Lorsque la pression d’évaporation a atteint la pression réglée dans la soupape de réglage (3 bars généralement correspondant à une température d’évaporation de 0 °C), l’angle d’inclinaison du plateau oscillant diminue jusqu’à ce que la pression d’évaporation réglée reste constante. L‘angle d’inclinaison du plateau oscillant résulte de l’équilibre entre les moments des forces proportionnelles à la masse (accélération du

piston) et de la différence de pression entre la cylindrée et le carter du vilebrequin. Une pression croissante dans le carter du vilebrequin soulève par exemple le plateau oscillant vers le haut et réduit ainsi la cylindrée.

La position requise du plateau oscillant est commandée par une soupape de réglage montée dans le compresseur (figure 6-9).

A l'arrêt, les forces régnant dans les cylindrées et dans le carter du compresseur sont identiques. Dans ce cas, le plateau oscillant est poussé par le ressort dans la position supérieure. La cylindrée est minimale.

Lors de la mise en marche, la pression à l'intérieur de la cylindrée augmente. Une force résultante est générée qui est plus grande que les forces agissant à la partie inférieure et qui pousse ainsi le plateau oscillant vers le bas (cylindrée maximale). Le compresseur travaille à pleine charge.

Étant donné que la pression d'aspiration est dans un premier temps plus élevée que la tension du ressort du ressort de réglage, la soupape de réglage reste fermée. La pression du carter de vilebrequin diminue, car le fluide frigorigène renfermé est aspiré via le clapet (nécessaire pour la vaporisation).

Le refroidissement croissant de l'intérieur entraîne une évaporation et génère ainsi la pression d'aspiration au niveau du compresseur. Afin d'éviter les risques de givrage, la soupape de réglage est réglée la plupart du temps à une pression d'aspiration de 3 bars. Si la pression d'aspiration descend au-dessous de 3 bars, la soupape de réglage s'ouvre et laisse s'écouler le fluide frigorigène du côté haute pression dans le carter du vilebrequin. La pression à l'intérieur du vilebrequin augmente et augmente la force résultante agissant sur la partie inférieure du piston et qui déplace le plateau oscillant vers le haut, réduisant ainsi la cylindrée du compresseur. La puissance frigorifique du compresseur est ainsi réduite. La pression d'aspiration réglée ne peut pas être dépassée, car la vanne règle la pression de la chambre de telle sorte que la pression d'aspiration souhaitée est conservée.

Si une puissance frigorifique s'avérait nécessaire, la pression d'aspiration dépasserait 3 bars et fermerait la soupape de réglage. La pression à l'intérieur du carter du vilebrequin diminue, car le fluide frigorigène serait aspiré par le bypass (dérivation) via la valve. L'angle d'inclinaison du plateau oscillant augmente de nouveau.

6.2.2.3 Réglage du plateau oscillant (réglage externe)

Les installations climatiques modernes d'automobiles disposent d'un compresseur à réglage externe. L'angle du plateau oscillant est réglé par une soupape électronique via un ordinateur de bord.

6.2.2.4 Compresseur à palettes

Le réglage de puissance d'un compresseur à palettes peut être effectué par une modification de cylindrée. Le mouvement de rotation d'un disque de commande prolonge l'ouverture d'aspiration et réduit ainsi le domaine de compression. Un réglage de puissance à deux étages peut être obtenu au moyen d'un bypass interne. Si le compresseur doit travailler en charge partielle, ce bypass s'ouvre et une partie du fluide frigorigène aspiré est ramené du côté aspiration.

6.2.2.5 Compresseur scroll

La spirale mobile peut être retirée pour le réglage de la puissance d'un compresseur scroll. Il s'ensuit un reflux interne et le débit (puissance frigorifique) est réduit.

6.3 Déplacement du fluide frigorigène

Lorsque l'installation frigorifique est à l'arrêt, le fluide frigorigène contenu dans l'installation se condense toujours au point possédant la température la plus basse. Si le compresseur est l'endroit le plus froid, le fluide frigorigène situé dans l'évaporateur se condense dans le carter du vilebrequin. Lors de la mise en service, des à-coups de liquide (destruction des soupapes ou des plaques de soupapes) et des bouillonnements d'huile (projections d'huile importante dans l'installation, lubrification réduite de l'huile) peuvent se produire. Si une soupape de détente n'est pas étanche, le fluide frigorigène peut se condenser en passant de la partie haute pression à la partie basse pression. Il arrive souvent que le condenseur soit soumis aux rayonnements solaires sur le toit du véhicule et que le compresseur soit situé dans l'espace plus frais du moteur, ce qui favorise un déplacement du fluide frigorigène. Le montage d'un séparateur de liquide dans la conduite d'aspiration et un parcours de conduite correct vers le compresseur (intrados) permet de palier le déplacement du fluide frigorigène. Le montage d'un chauffage de carter à huile dans le compresseur ou le montage d'un ***circuit Pump-Down*** et / ou d'une ***soupape de retour*** permet d'éviter un déplacement du fluide frigorigène.

Dans le circuit pump-down, une électrovanne est montée dans la conduite de liquide (figure 6-10),

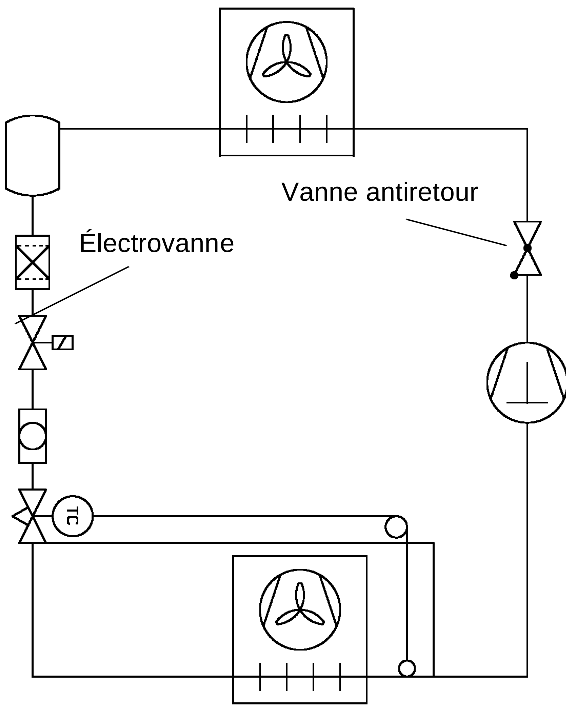


Fig. 6-10. Circuit pump-down

Si l'installation doit être mise hors service, il faudra avant de déconnecter le compresseur fermer l'électrovanne et faire passer le fluide frigorigène du côté basse pression vers le côté haute pression (dans le condenseur et le collecteur). La mise hors service du compresseur a lieu ensuite soit au moyen d'un signal venant du commutateur basse pression ou par temporisation. Étant donné qu'il n'y a plus de fluide frigorigène liquide du côté basse pression, il ne peut plus y avoir de déplacement de fluide frigorigène dans le compresseur ou dans la conduite d'aspiration.

Il est possible, pour éviter les déplacement de fluide frigorigène côté haute pression dans la tête du cylindre, de monter après le compresseur une soupape de non-retour.

7 Mise en service

La sécurité d'exploitation et la durée de vie d'une installation frigorifique dépend en grande partie du degré d'encrassement, de l'humidité et des non condendables contenus dans le circuit. Il faudra, dès le début de la fabrication des éléments entrant dans la composition des machines frigorifiques, veiller à respecter les consignes de sécurité répondant aux derniers acquis de la technique. Cette manière de procéder permettra au personnel qualifié d'assembler lors de la fabrication industrielle des éléments irréprochables entrant dans la construction des machine frigorifiques. L'étanchéité croissante des circuits de fluide frigorigène permettent lors du fonctionnement de l'installation de réduire l'entrée et la sortie des substances.

7.1 Humidité dans le circuit du fluide frigorigène

7.1.1 Généralités

Des expériences pratiques acquises de longue date ont montré que le fonctionnement sécurisé d'une installation frigorifique était assuré lorsque la teneur en eau du fluide frigorigène contenu dans l'installation ne dépassait pas 100 ppm (parts per million = mg / kg) (huile-ester). Il est impossible lors de la fabrication de fluides frigorigènes d'éviter la présence d'une teneur en eau résiduelle. Les teneurs en eau > 100 ppm conduisent en combinaison avec les huiles-esters et les HCFC ou F-HCFC à des réactions chimiques.

Des teneurs en eau élevées peuvent entraîner les conséquences suivantes :

- Dommages dus à la corrosion
- Plaquage de cuivre
- Formation de cristaux de glace
- Formation d'acides et de boues

7.1.2 Corrosion / Formation d'acides

Les fluide frigorigènes halogénés forment en combinaison avec l'huile des machines frigorifiques et dans certaines conditions (teneur en eau, pression, température élevée, abrasion) des acides dans le circuit du fluide frigorigène. Ces acides provoquent la corrosion des matériaux présents dans le circuit. Les conditions d'exploitation souvent extrêmes renforcent ces réactions.

7.1.3 Plaquage de cuivre

La teneur en eau élevée dans le circuit du fluide frigorigène conduit à la formation d'acides qui arrachent le cuivre de la surface des échangeurs de chaleur et le transportent aux endroits sollicités thermiquement (paliers, soupapes, ...). Les particules métalliques de cuivre arrachées peuvent former des dépôts et adhérer aux surfaces de glissement et d'appui.

7.1.4 Formation de cristaux de glace

Il existe en général toujours un peu d'eau dans les circuits de fluide frigorigène. Il faudra veiller à ce que la teneur en eau, qui pourrait conduire à une panne de l'installation, ne dépasse pas certaines valeurs limites. Malheureusement, la plupart des fluides frigorigènes ont la particularité d'absorber plus d'eau qu'il n'en est tolérée pour un bon fonctionnement continu de l'installation frigorifique. Les fluides frigorigènes peuvent être considérés comme extrêmement hygroscopiques. La figure 7-1 représente la relation existant entre l'absorption de l'eau par différents fluides frigorigènes et la température. Étant donné que lors du refroidissement du fluide frigorigène, l'absorption de l'eau diminue, cet effet - p.ex. lors du refroidissement dans l'organe de détente - devra être pris en considération, car l'eau dans certains cas est éliminée du fluide frigorigène. Comme le fluide frigorigène R 134a peut absorber plus d'eau que la vapeur, il peut se former des cristaux de glace.

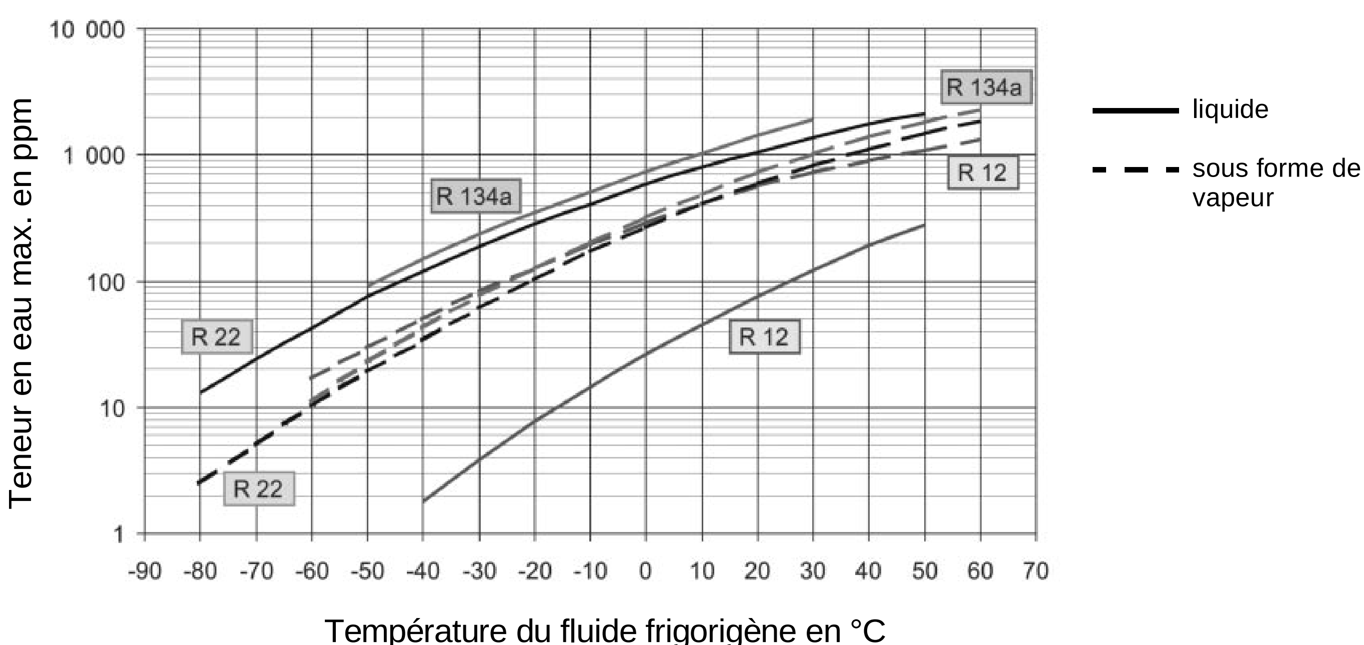


Fig 7-1. Teneur en eau maximale pour différents fluides frigorigènes

7.1.5 Réduction de l'humidité

De l'eau pénètre dans l'installation avec chaque élément de construction monté dans le circuit de fluide frigorigène. Il faudra par conséquent avant le montage de l'installation tenir compte des points suivants :

- Les éléments de construction situés en entrepôt devront être protégés systématiquement contre l'humidité et les poussières éventuelles. Les pièces de construction sont livrées et entreposées avec un remplissage de gaz protecteur et couvercles de protection supplémentaires.
- Les couvercles de protection devront être retirés juste avant le montage. Cette mesure concerne notamment le filtre déshydrateur et le compresseur.
- Il faudra, avant de travailler sur des pièces de construction, prévoir un temps d'entreposage suffisant pour que chaque pièce puisse s'adapter à la température ambiante. Il existe en effet un réel danger de condensation à l'intérieur des pièces de construction, si ces pièces froides sont ouvertes.
- Les compresseur à remplissage d'huile ne doivent pas rester ouverts trop longtemps; de l'eau pourrait en effet diffuser dans l'huile. Il faudra veiller à prendre les mêmes précautions avec les réservoirs à huile. Voir dans ce contexte la figure 7-2. Si un réservoir à huile renfermant des huiles-esters ou de l'huile PAG reste ouvert plus d'une journée, le contenu est inutilisable.
- Les fluides frigorigènes déjà utilisés devront, avant le remplissage dans le circuit de fluide frigorigène, être filtrés et séchés.

Les pannes de fonctionnement ne peuvent être évités que si la teneur en eau du fluide frigorigène est maintenue aussi basse que possible et que l'on utilise un filtre déshydrateur adéquat suffisamment dimensionné.

Il faudra également tenir compte, dans les problèmes relevant de la teneur totale en eau dans une installation frigorifique, des points suivants :

- Eau dans le fluide frigorigène
- Eau dans les pièces de construction
- Infiltration d'eau pendant le montage
- Infiltration d'eau pendant le fonctionnement
- Eau dans le lubrifiant

L'huile-ester (pour les installations climatiques d'autobus) est livrée avec une teneur en eau maximale de 100 ppm. Les PAG destiné aux véhicules automobiles avec une teneur maximale de 300 ppm.

7.2 Substances solides et solubles dans le circuit du fluide frigorigène

La pureté des composants utilisés dans les techniques frigorifiques est définie par la norme DIN 8964. Le résidu soluble (graisses, huiles) ou solide (copeaux, battitures,...) obtenu par lavage avec des solvants ne doit pas dépasser certaines limites minimales. La quantité et la taille des particules sont fixées.

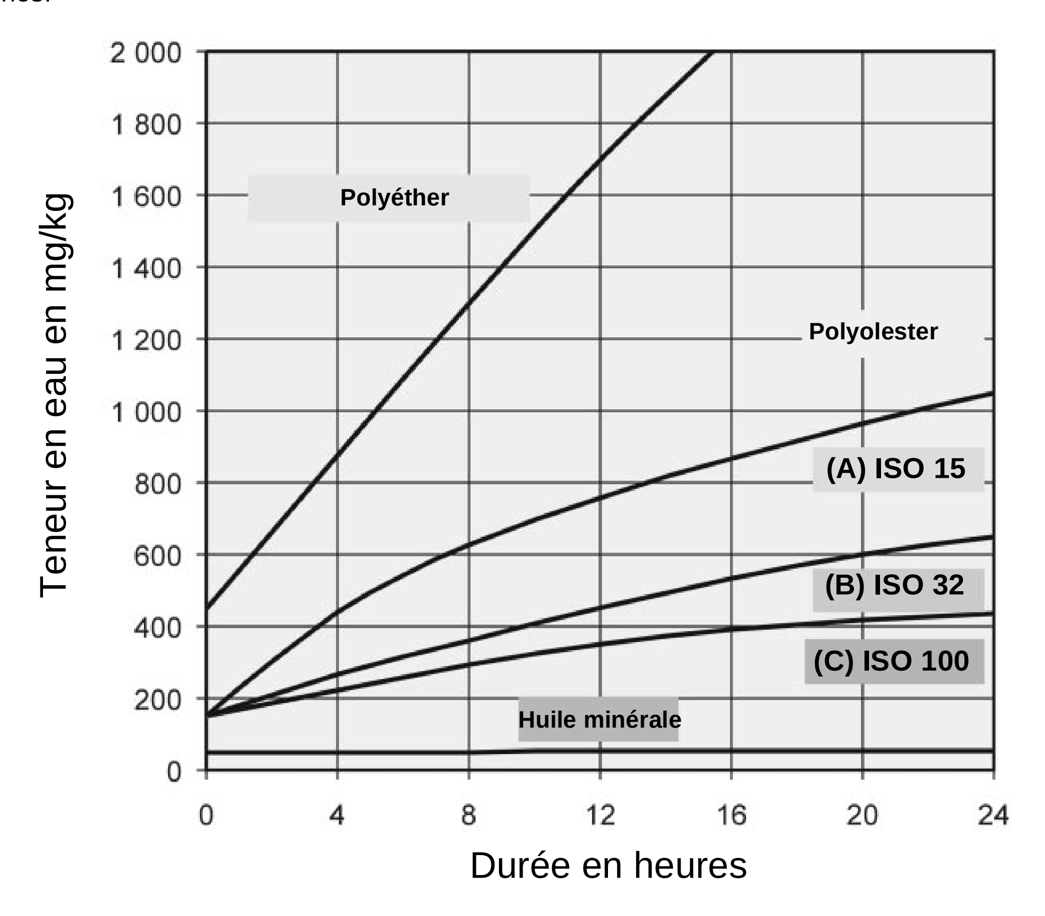


Bild 7-2. Absorption d'eau pour différents types d'huiles

7.3 Gaz non condendable dans un circuit de fluide frigorigène

Les gaz non condendables utilisés dans le circuit frigorigène appartiennent aux gaz qui ne se condensent pas à pression de service de l'installation, comme par exemple l'air, l'azote, l'hydrogène, l'hélium etc. La teneur en gaz non condensable dans les fluides frigorigènes ne devrait pas dépasser, selon la norme DIN 8960 (Nov. 1998), 1,5 % dans la phase vapeur. Ces valeurs s'appliquent à proprement dit aux fluides frigorigènes, mais peuvent également se rapporter à une installation frigorifique. Seule l'évacuation soigneuse de l'ensemble de l'installation permet d'éviter le problème se rapportant aux "gaz non condendables". Afin de respecter la valeur limite, chaque circuit de fluide frigorigène devra être évacué jusqu'à une pression finale de 15 mbars pour une pression atmosphérique de 1 000 mbars (mesurée dans le circuit du fluide frigorigène et non pas sur la pompe à vide).

Les problèmes liés aux gaz non condendables sont considérables et peuvent le cas échéant conduire à une panne de l'ensemble de l'installation. Le gaz étanger conduit en tout cas à une puissance absorbée plus élevée du compresseur ainsi qu'à une puissance frigorifique plus faible. Il peut survenir dans les cas extrêmes une déconnexion haute pression.

En principe, une installation frigorifique doit contenir aussi peu de gaz non condendable que possible.

7.4 Évacuation d'un circuit de fluide frigorigène

7.4.1 Généralités

L'évacuation d'un circuit de fluide frigorigène sert en premier lieu à la réduction des gaz non condendables. En cas d'exception seulement, une installation pourra être séchée à l'aide d'une pompe à vide, car l'eau ne peut être aspirée que très difficilement avec la pompe à vide. Comme nous l'avons déjà mentionné, la pression mesurée dans l'installation devra être inférieure à 15 mbars lors de l'évacuation et remplir pour la mesure de la pression certaines exigences minimales.

Il n'est possible de mesurer des pressions absolues de 0,1 à 1 000 mbars qu'à l'aide d'appareils de mesure appropriés pour ces valeurs. Les instruments utilisés sont la plupart du temps des manomètres mécaniques à ressort ou des manomètres à capsule.

Manomètre mécanique à ressort

Ces manomètres servent à mesurer le vide atteint par rapport à la pression ambiante. Le vide indiqué dépend donc de l'altitude de lieu de mesure et du temps.

Les manomètres sont pourvus d'un indicateur de marquage destiné à compenser les conditions ambiantes. Il faudra, avant l'évacuation de l'installation frigorifique, aspirer avec la pompe à vide jusqu'au point le plus bas possible et positionner l'indicateur de marquage à cette valeur. Il s'agit là du vide maximal atteint ce jour là à l'endroit en question qui doit être atteint lors de l'évacuation de l'installation frigorifique. La pompe à vide devra, lors qu'on fait appel à cette méthode, faire l'objet de contrôle régulier pour ce qui relève de sa qualité.

Manomètre mécanique à capsule

Le manomètre à capsule est basé sur le système de mesure d'une capsule anéroïde. La capsule est composée d'un système hermétiquement fermé où règne le vide. La dilatation de la capsule lorsque la pression ambiante diminue influence l'indication de la valeur mesurée. Cette méthode permet de mesurer des pressions indépendante de la pression atmosphérique jusqu'à 1 mbar.

7.4.2 Pompe à vide

Les pompes à vide sont, tout comme les compresseurs dans une installation frigorifique, des dispositifs de transport de gaz qui doivent surmonter un certain taux de compression. La pression de compression finale atteint sur une pompe à vide près de 1 000 mbars. il faudra, si la pression d'aspiration doit dépasser 1 mbar par exemple, surmonter un taux de compression de 1 000.

Seul un déplacement d'huile des parties en mouvement permet d'atteindre des taux de compression jusqu'à 1 000 et même davantage. Il est possible sur les pompes à vide à deux étages d'obtenir des pressions finales plus faibles.

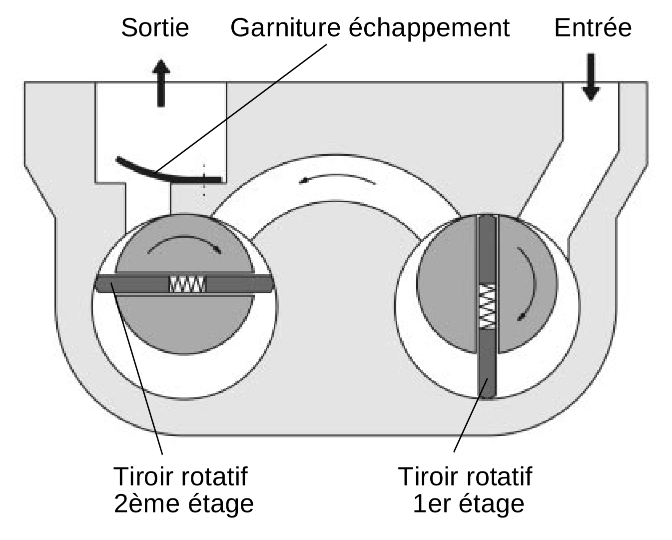


Fig. 7-3. Représentation schématique d'une pompe à tiroirs rotatifs à deux étages

Les utilisateurs de pompes à vide devront veiller à ce que de l'eau éventuellement aspiré n'entraîne pas une panne de la pompe à vide. La vapeur d'eau aspirée se condense en raison des conditions externes régnant dans le carter de la pompe. Ce phénomène peut conduire à une corrosion et éventuellement à une décomposition de l'huile de

la pompe à vide. Lors du processus d'évacuation, la pompe devra d'abord, afin d'éviter tout dégât imputable à l'humidité, fonctionner avec un ballast à gaz. Le nettoyage correct d'une pompe à vide suppose un fonctionnement régulier avec un ballast à gaz et un contrôle du niveau d'huile, afin de garantir un recouvrement d'huile des pièces en mouvement et aussi la pression finale.

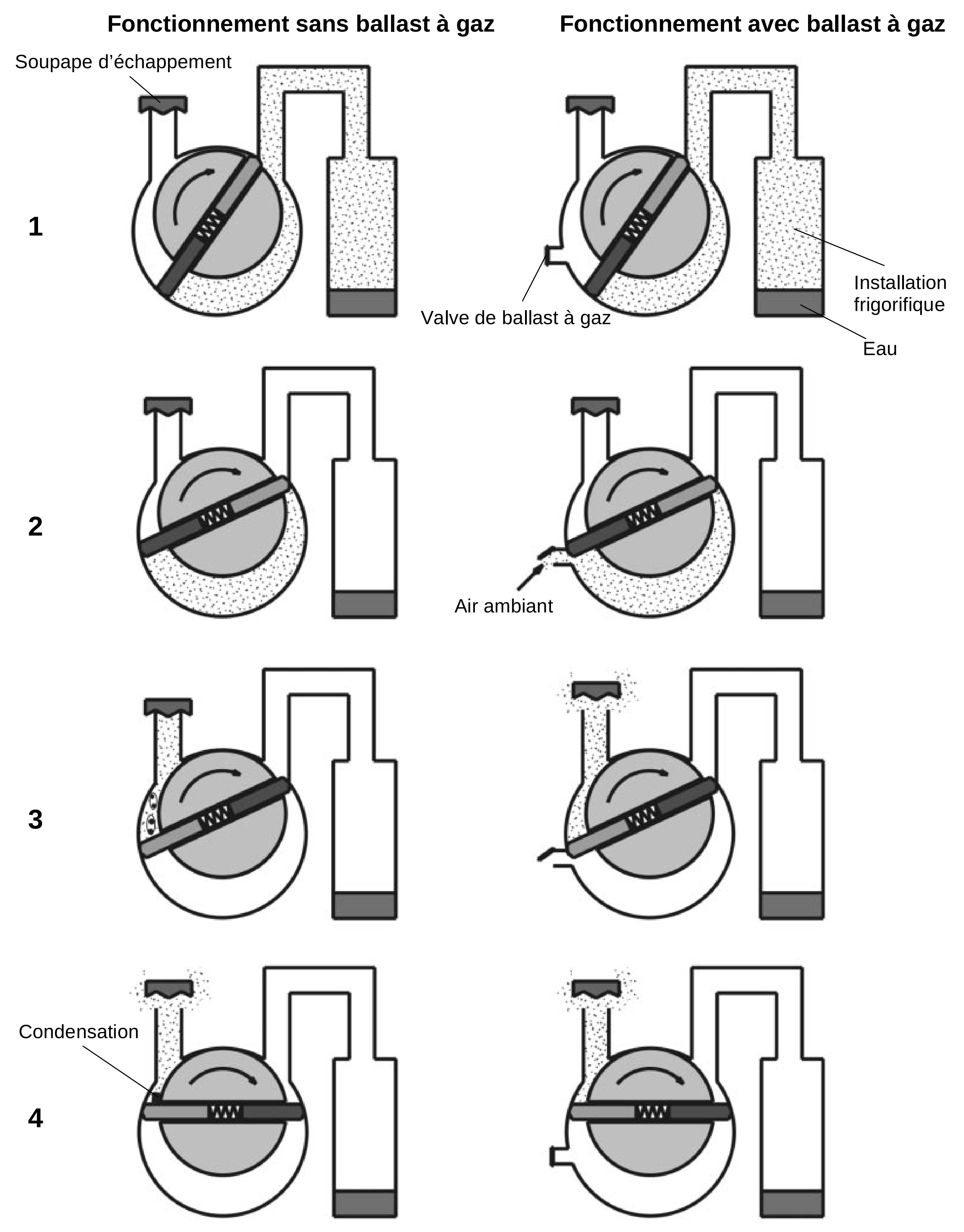


Fig. 7-4. Représentation d'un processus d'évacuation avec et sans ballast á gaz

Description des différentes étapes parcourues lors du processus d'évacuation sans ballast à gaz

Figure 1
La pompe est raccordée au récipient presque vidé de son air (env. 70 mbars). Elle ne doit plus transporter que des particules de vapeur.
Figure 2
La chambre d'aspiration est séparée du récipient. La compression commence.
Figure 3
Le contenu de la chambre d'aspiration est déjà si comprimé que la vapeur se condense en goutelettes. La surpression n'est pas encore atteinte.
Figure 4
L'air résiduel génère seulement à cet instant seulement la surpression nécessaire et ouvre la soupape d'échappement. La vapeur condensée reste dans la pompe et peut à la longue provoquer une corrosion.

Description des différentes étapes parcourues lors du processus d'évacuation avec ballast à gaz

Figure 1
La pompe est raccordée au récipient presque vidé de son air (env. 70 mbars). Elle ne doit plus transporter que des particules de vapeur.

Figure 2
La chambre d'aspiration est séparée du récipient. La compression commence. La soupape de ballast à gaz s'ouvre et la chambre d'aspiration s'emplit d'air (le ballast à gaz).

Figure 3
La soupape d'échappement s'ouvre sous l'effet de l'air supplémentaire généré par le ballast à gaz. La vapeur et l'air s'échappent permettant ainsi d'éviter la formation de condensation néfaste.

Figue 4
Le mélange vapeur-air résiduel est expulsé. Lors de l'évacuation sans ballast à gaz, les pressions finales atteintes sont plus faibles.

7.4.3 Évacuation correcte

Évacuation pour une réduction de gaz non condendables
Afin de respecter la quantité d'air résiduel admissible de 1,5 pour cent volumétrique, l'ensemble de l'installation devra après l'évacuation présenter une pression résiduelle < 15 mbars. Un circuit doit toujours pouvoir être évacué si possible des deux côtés, à savoir côté haute pression et côté basse pression. Il faudra soigneusement vérifier si les pièces de construction présentes, tels que la soupape de détente par exemple ou les soupapes de non-retour commandées par ressort empêchent éventuellement l'évacuation de toutes les parties de l'installation. Étant donné que la pression d'évaporation sur les soupapes de détente thermostatiques représente avec le ressort les composants fermants de la soupape, cette soupape peut être évacuée unilatéralement côté basse pression. Il règne lors de l'évacuation une basse pression très faible; la soupape mesure une très grande surchauffe et s'ouvre entlèrement.

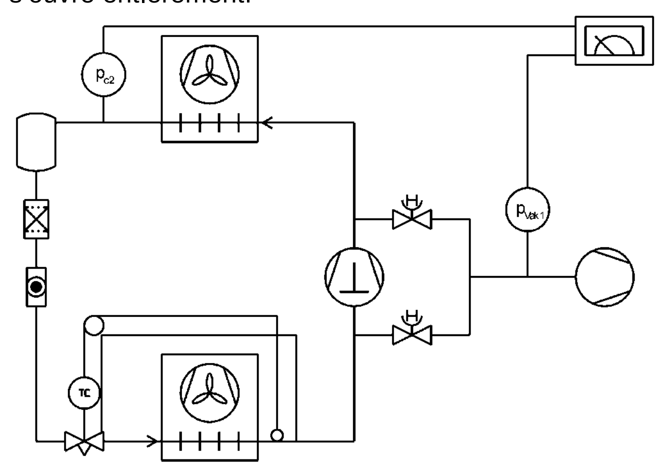


Fig. 7-5. Représentation schématique d'une évacuation bilatérale

Il est nécessaire, afin de connaître la pression finale atteinte, de mesurer la pression en un point de l'installation situé loin si possible de la pompe à vide. Il faudra, si cela ne s'avérait pas possible, effectuer une évacuation à intervalle. L'appareil de mesure de la pression est situé dans le sens de l'écoulement à l'avant d'une soupape d'arrêt sur la pompe à vide. Dans l'entre-temps, la soupape d'arrêt se ferme et la pression réglée peut être lue sur l'appareil de mesure.

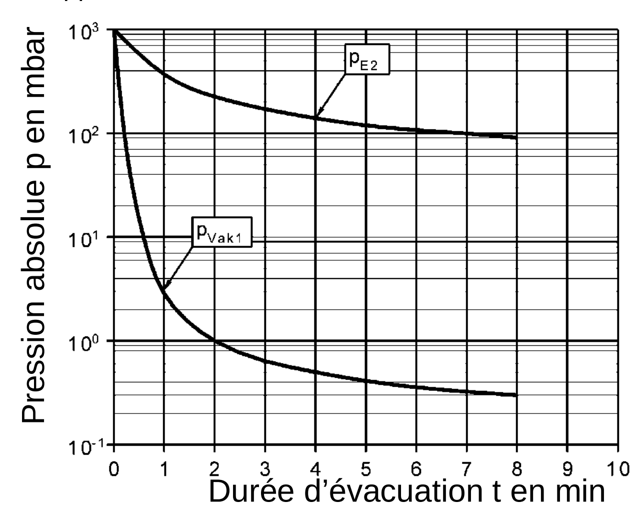


Fig. 7-6. Allure de la pression dans la pompe à vide et dans l'installation

Les courbes de pression montrent qu'il existe directement dans la pompe à vide une pression plus faible que dans l'installation. Il est nécessaire, afin de pouvoir garantir les 15 mbars prescrits, de mesurer la pression dans l'installation et pas directement sur la pompe à vide. Si l'on tenait pas compte de cette remarque, une grande quantité de gaz non condendable pourrait pénétrer dans l'installation et conduire à des dysfonctionnements ou des déconnexions de la haute pression.

Évacuation destinée au séchage de l'installation

L'eau éventuellement contenue dans un circuit de fluide frigorigène peut, dans certains cas exceptionnels, être retirer à l'aide d'une pompe à vide. Il faudra, étant donné que l'eau ne peut être aspirée que sous forme gazeuse, que le liquide soit d'abord transformé en vapeur. La solution consiste en un apport de chaleur ou une baisse du niveau de pression.

Tableau 7-1. Pression de la vapeur d'eau en fonction de la température

Température en °C	40	20	0	-10	-20
Pression de la vapeur d'eau en mbar	74	23	6,1	2,6	1,0

Le tableau représente la relation existante entre la pression de la vapeur et la température. Il faudra, si l'on souhaite évaporer de l'eau à 20 °C par exemple, atteindre un niveau de pression de 23 mbars. Ce n'est qu'après cette opération que l'on peut évacuer par pompage la vapeur d'eau. Si des quantités d'eau importantes doivent être évaporées , la chaleur d'évaporation nécessaire doit être apportée de l'extérieur, car il serait sinon nécessaire d'avoir des pressions très basses et la durée d'évacuation serait trop longue.

Il faudra également tenir compte du volume spécifique de la vapeur d'eau. L'évacuation à la pompe devra être effectué, en raison du volume spécifique important, à des pressions basses avec des chutes de pression si possible faibles dans les conduites d'aspiration de la pompe à vide. Cela est nécessaire pour maintenir la pression d'aspiration aussi haute que possible et ainsi obtenir des temps d'évacuation courts. Il est possible, par "rupture de vide", d'obtenir une accélération du séchage. Il suffira d'effectuer dans un premier temps une évacuation et de remplir ensuite l'installation avec de l'azote sec. L'azote absorbe une grande partie de l'eau restante. Cette eau est évacué avec l'azote, réduisant ainsi rapidement la teneur en eau dans l'installation.

7.5 Contrôle de fuite dans les circuits de fluide frigorigène

7.5.1 Généralités

Les exigences en matière de densité dans les circuits de fluide frigorigène sont devenues plus draconiennes. Il n'est toutefois jamais possible d'obtenir une densité absolue (l'hydrogène diffuse même à travers les grilles métalliques). La norme DIN 8964 recense les valeurs limites en matières d'étanchéité. La perte de fluide frigorigène ne doit pas dépasser, pour les pièces de construction avec un volume allant jusqu'à 5 dm^3 pour une pression de contrôle de 10 bars, 2,4 g R 134a par an.

7.5.2 Contrôle de fuite avec la méthode de fluage sous compression

Cette méthode permet de contrôler les fuites ne fournissant qu'une indication sur l'étanchéité de l'ensemble de l'installation. L'échantillon est rempli par exemple d'azote jusqu'à ce que la pression de service ultérieure soit atteinte. La soupape de remplissage est ensuite fermée. La chute de pression est alors mesurée en fonction du temps. Il existe pour le fluide frigorigène R 134a une sensibilité de détection d'environ 250 kg/an. Il s'agit donc d'un contrôle de densité grossier. Il en va de même pour la méthode de vide identique avec laquelle l'installation est contrôlée dans le vide.

7.5.3 Recherche de panne à l'aide du test à bulles

L'échantillon se trouvant en surpression est entièrement plongé dans un bain d'eau. Les bulles qui remontent à la surface indique la fuite. Il faut 13 secondes pour qu'une bulle se forme pour une perte en fluide frigorigène de 280 g/an (R 134a). Le séchage ultérieur des pièces de construction plongées dans l'eau s'avère être un véritable inconvénient.

7.5.4 Recherche de panne à l'aide du test d'étanchéité aux bulles de savon

Les parties susceptibles de présenter des fuites sont pulvérisées avec une solution de savon (atomiseur de recherche de fuite). Les bulles qui apparaissent indiquent la présence de fuites. La limite de détection est pour le fluide R 134a de 250 g/an.

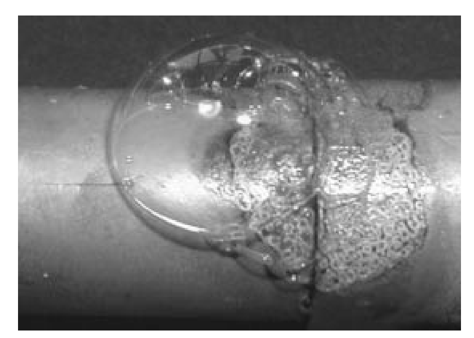


Fig. 7-7. Recherche de fuite à l'aide du test d'étanchéité aux bulles de savon

7.5.5 Recherche de fuite à l'aide de détecteur électronique de fuites

La sensibilité de détection est d'environ 0,2 à 20 g/an pour le fluide R 134a. Les résultats obtenus avec ces appareils sont très satisfaisants. Les fluides frigorigènes sans chlore ainsi que d'autres fuites de gaz de contrôle peuvent être localisés avec certitude. Ces appareils permettent de contrôler les débits de fuite prescrits.

Il faudra, lors de la recherche de fuites avec le détecteur électronique de fuite, tester avec le détecteur tous les points de raccordement en commençant par le haut. Le fluide frigorigène R 134a est plus lourd que l'air et des-

cend vers le bas. Si l'on commence la recherche de fuite en bas, les résultats risquent d'être erronés en raison du fluide frigorigène continuant de sortir par le haut.

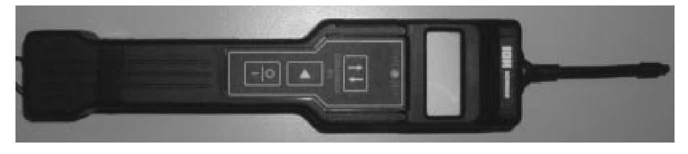


Fig. 7-8. Détecteur de fuite électronique

7.5.6 Recherche de fuite à l'aide de gaz de contrôle

Les gaz utilisés comme gaz de contrôle dans la recherche de pannes sont principalement l'hydrogène ou l'hélium. L'échantillon à contrôler est placé dans une chambre à vide et est rempli d'hélium par exemple. Un détecteur d'hélium enregistre lors de cette opération les atomes d'hélium qui s'échappent des fuites. Un tel appareil possède une exactitude de mesure qui permet de déceler un taux de fuite annuel pour le fluide R 134a de 0,07 g/an. Cet appareil peut également être utilisé avec un détecteur de gaz pour les recherches de fuite individuelle.

7.6 Appareils de service

Des appareils de service sont souvent utilisés lors de la mise en service ou lors du service d'une installation frigorifique. Un appareil de service comprend, selon le type de construction, les éléments suivants :

- une pompe à vide
- un manomètre haute pression et basse pression
- un vacuomètre
- un dispositif d'aspiration
- un réservoir à huile
- un filtre déshydrateur



Fig. 7-9. Appareil de service

L'appareil de service peut être raccordé avec un tube à l'installation et facilite le service et la mise en service.

7.7 Portique de manomètre

Outre l'appareil de service, on utilise souvent un portique de manomètre pour mesurer les pressions de travail et à des fins de service. Il est possible de brancher sur le portique du manomètre le côté haute pression et le côté basse pression de l'installation ainsi que la pompe à vide, la station d'aspiration ou les bouteilles de fluide frigorigène. Le portique de manomètre est équipé d'un manomètre haute pression et d'un manomètre basse pression. Il est également possible de se procurer certains modèles avec un vacuomètre supplémentaire.



Fig. 7-10. Portique de manomètre

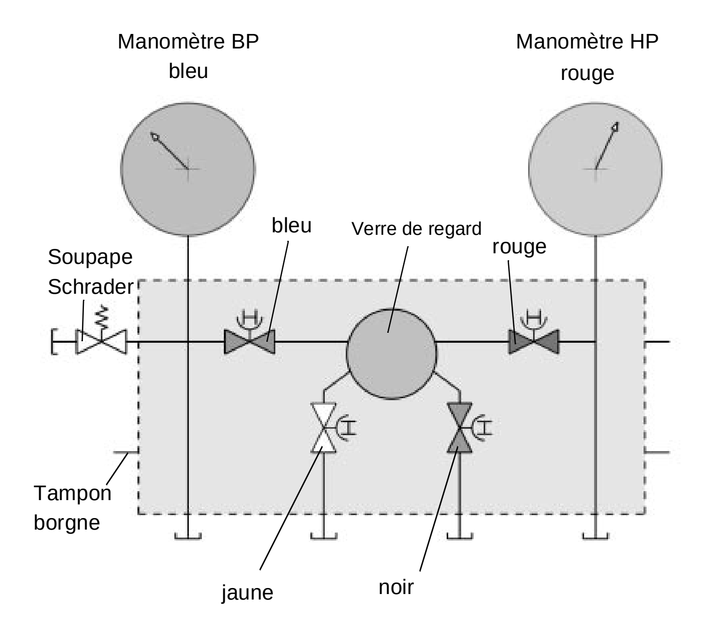


Fig. 7-11. Construction d'un portique de manomètre

Étapes de travail lors du montage et du démontage d'un portique de manomètre sur une installation frigorifique

- Tourner la broche des soupapes de service dans le siège de retour.
- Dévisser avec soin les couvercles de protection. Un presse-étoupe non étanche peut avoir engendré une pression sous le couvercle.
- Brancher les tuyaux entre le côté basse pression et le côté haute pression du portique de manomètre et les raccordements des soupapes de service.
- Vérifier si l'indicateur du manomètre est sur 0 bar.
- Raccorder la pompe à vide au raccordement jaune ou noir.
- Évacuer brièvement l'air du portique de manomètre afin que de l'air ne pénètre pas dans l'installation. Il faudra lors de cette opération ouvrir les soupapes jaunes ou noires, ainsi que les soupapes rouges et bleues. Fermer d'abord le robinet d'arrêt lors de la mise hors service de la pompe à vide afin d'empêcher que de l'air soit refoulé si une soupape de retour de la pompe à vide était défectueuse.
- Fermer toutes les soupapes du portique.
- Pour ouvrir la soupape de service du côté basse pression, tourner environ un tour à droite.
- Pour ouvrir la soupape de service du côté haute pression, tourner environ une fois à droite.
- Mesure de la pression
- Pour enlever, fermer d'abord la soupape de service du côté haute pression (siège de retour).
- Ouvrir la soupape rouge et la soupape bleue, afin que le compresseur puisse vider entièrement par aspiration le tube et le portique contre la soupape de service fermée.
- Activer le dispositif „Pump Down“ s'il existe pour retirer si possible un maximum de fluide frigorigène hors du portique de manomètre.
- Fermer la soupape de service sur le côté basse pression (siège de retour).
- Fermer toutes les soupapes sur le portique de manomètre, retirer les tuyaux des soupapes de service et visser sur le raccord fileté du portique de manomètre, car la vapeur d'eau se condenserait autrement dans les tubes froids résultant de l'aspiration.
- Revisser tous les couvercles de protection des soupapes de service.
- Lorsque les tuyaux ont atteint la température ambiante, les démonter et visser les couvercles sur la broche du portique de manomètre.

Il faudra veiller lorsque l'on travaille avec des fluides frigorigène à respecter les consignes de protection correspondantes.

7.8 Station d'aspiration

Il est nécessaire, si le fluide frigorigène doit être retiré d'une installation, de disposer d'une station d'aspiration. Cette station, selon les modèles, peut être utilisée pour différents fluides frigorigènes, liquides ou aspiration de vapeur ainsi que pour le nettoyage / recyclage du fluide frigorigène et éventuellement pour l'extraction des huiles.

Le transvasement ou l'aspiration de fluides frigorigènes devra être effectué conformément à EN 378-4 (sept. 2000) de la manière suivante :

Il faudra, si le compresseur de l'installation frigorifique ne doit pas être utilisé pour le transvasement, raccorder sur l'installation frigorifique un dispositif de récupération pour pouvoir transvaser avec le fluide frigorigène soit dans une autre partie de l'installation frigorifique, soit dans un récipient séparé. Il faudra réduire, pour un mélange fluide frigorigène-huile, la capacité exploitable à environ 80 % de partie volumique de liquide (peser !). Il faudra tenir compte du poids de remplissage toléré de la bouteille (plaque signalétique). Il est nécessaire dans ce cas de disposer d'une bouteille de recyclage spéciale. Les bouteilles de fluide frigorigène habituelles devront la plupart du temps être protégées par une soupape de retour contre les remplissages non autorisés.

La pression de l'installation frigorifique devra être abaissée à 0,05 bar absolu avant les travaux d'entretien, de réparation etc. La concentration de fluide frigorigène dans l'installation est ainsi réduit à un minimum, afin d'empêcher un écoulement inutile de fluide frigorigène ou minimiser la décomposition du fluide frigorigène lors des opérations de brasage.

Lors de l'aspiration via un collecteur de liquide dans des récipients, des intrados, des sacs, des coudes de tuyaux etc., le liquide se refroidit et la pression baisse de plus en plus. Il est possible que pour une pression finale de 0,3 bar, de grandes quantités de liquide très froid parvienne dans l'installation. Le secteur atteint par le givrage ou l'exsudation est reconnaissable de l'extérieur. Une ouverture de l'installation pourrait conduire à une libération spontanée de ce liquide et à un danger pour les personnes situées à proximité. Il faudra donc, lors de l'aspiration de tels endroits, amener ponctuellemnt de la chaleur. La durée de l'aspiration s'en trouve ainsi considérablement raccourcie. Il faudra donc, afin d'éviter la condensation d'eau dans l'installation, attendre avant d'ouvrir le circuit que tous les éléments de construction aient été portés à la température ambiante.

7.9 Soupape de service

Des soupapes d'arrêt de compresseur sont souvent installées sur le compresseurs côté pression et aspiration.

Bride de raccordement
Conduite d'aspiration ou de pression
Cône d'étanchéité
Bride de raccordement compresseur

Fig. 7-12. Soupape d'arrêt de compresseur

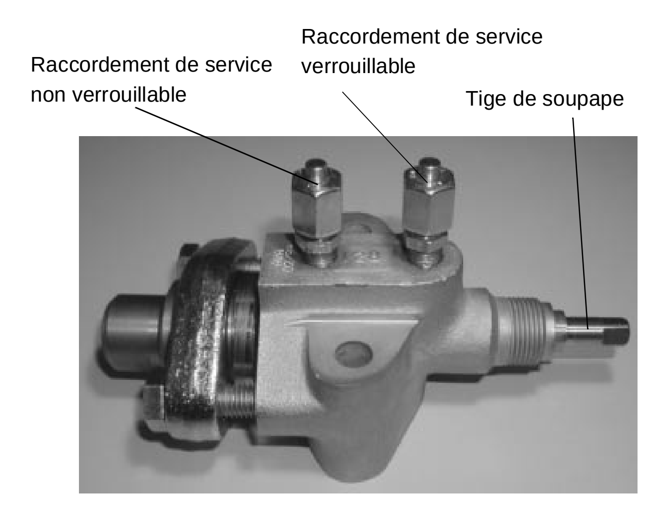


Fig. 7-13 Soupape d'arrêt de compresseur, vue de dessus

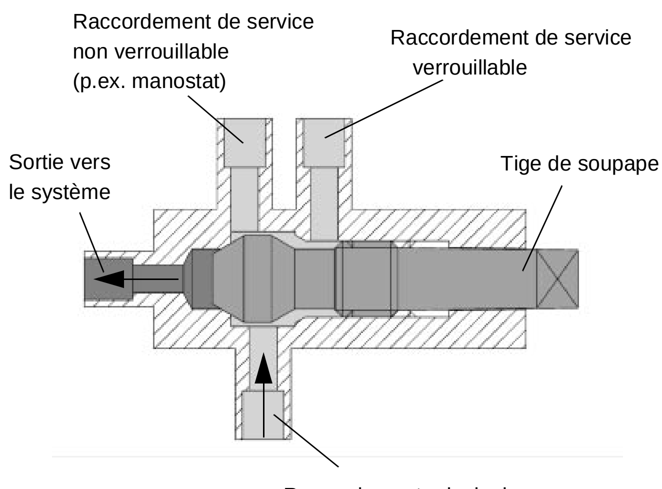
La soupape représentée ci-dessus possède, outre les raccordements au compresseur et la bride de raccordement à la conduite d'aspiration et la conduite sous pression, deux raccordements de service.

Le raccord fileté non verrouillable vers le compresseur est destiné au raccordement d'une pièce de sécurité. Le portique de manomètre par exemple peut être raccordé au raccordement de service verrouillable. Si l'on tourne la broche de soupape dans le siège de retour (entièrement ouverte), la conduite principale est ouverte, le raccord filetée est par contre fermé. Il faudra, pour ouvrir le support de service, tourner d'un tour environ vers la droite ("fermé") la tige de soupape.

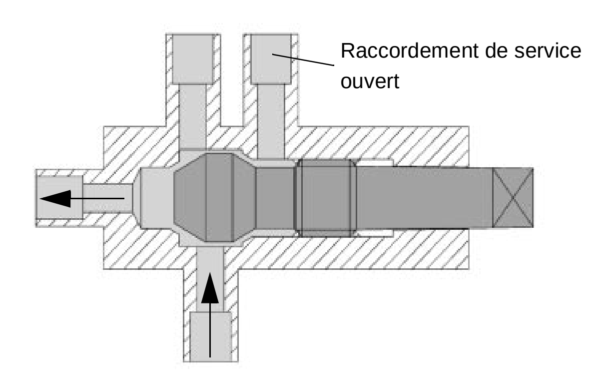
La tige de soupape est recouverte, en raison de fuites possibles à travers le presse-étoupe, d'un capuchon (non représenté).

La figure suivante représente la fonction d'une soupape de service dans trois positions.

Tige de soupape complètemnt à gauche, conduite principale fermée



Tige de soupape en position centrale, tous les raccordements connectés



Tige de soupape complètement à droite (dans siège de retour)

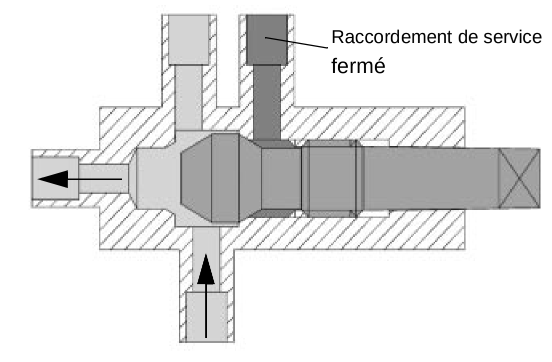


Fig. 7-14. Soupape de service dans trois positions (représentation schématique)
Position 1: Compresseur verrouillé
Position 2: Mesure de la pression
Position 3: Fonctionnement normal

Une installation climatique possède normalement deux soupapes de service, montée respectivement sur le côté haute pression et basse pression, aussi près que possible du compresseur.

La soupape Schrader représentée ci-après est souvent utilisée comme soupape de remplissage ou de service

Une garniture de soupape à tige est vissée dans le corps de la soupape. En vissant un adaptateur adéquat, tel qu'un tuyau de remplissage par exemple avec “poussoir“ sur la goupille filetée, la garniture de la soupape est poussée vers le bas et la soupape s'ouvre contre un ressort.

Lorsque l'on visse l'adaptateur, la soupape se referme d'elle même. Lors de l'accouplement et du désaccouplement, une petite quantité de fluide frigorigène s'échappe toujours.

Il est recommandé, afin d'empêcher les pertes de fluide frigorigène au niveau des garnitures de soupape non étanches et afin de protéger la soupape contre toute dégradation, de visser un capuchon muni d'une garniture d'étanchéité.

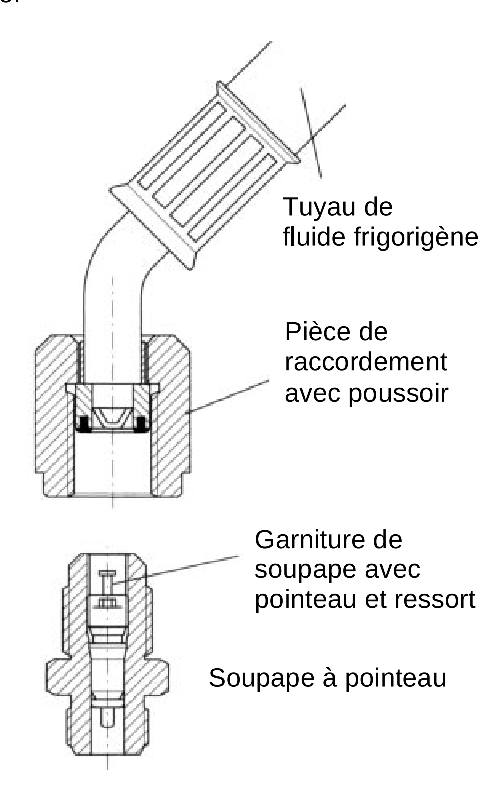
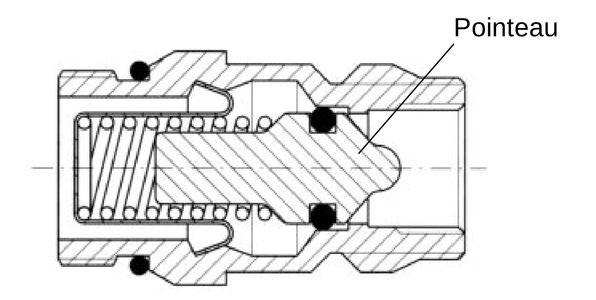


Fig 7-15. Soupape à pointeau automatique (soupape Schrader)

La combinaison soupape à pointeau / raccordement à raccord rapide constitue une autre variante. Cette variante permet de réduire à un minimum les pertes de fluide frigorigène pendant la phase d'accouplement et de désaccouplement.

.



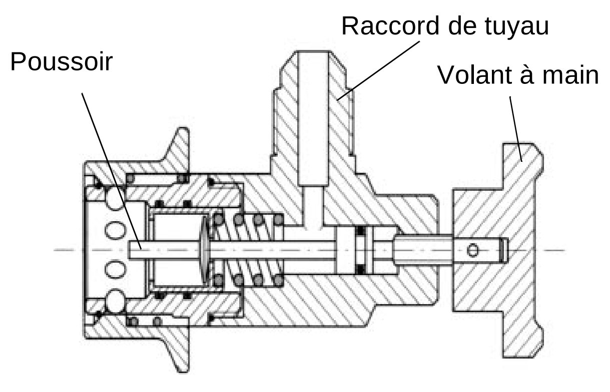


Fig. 7-16. Raccord rapide pour soupapes de service

Le volant à main du raccord rapide permet d'ouvrir et de fermer la soupape.

7.10 Processus de mise en service

Ce chapitre a pour objectif de décrire le processus de mise en service d'une petite installation de service conformément à la norme DIN 8975-5.

7.10.1 Contrôle visuel

Il faudra vérifier, après avoir achevé les travaux, que toutes les conduites soient brasées ou vissées et que toutes les pièces soient montées de façon réglementaire. Il faudra respecter, pour les pièces ayant une direction ou emplacement de montage définis, les prescriptions de montage. Il faudra également vérifier que les pièces ne soient pas endommagées.

7.10.2 Contrôle de pression

Le contrôle de pression permet de vérifier si l'installation résiste aux charges de pression relevant du fonctionnement. Il faudra éviter les pertes en fluide frigorigène ainsi que les dommages causés aux personnes.

Le contrôle de pression est effectué avec de l'azote sec. La pression de contrôle est la pression de service admissible des étages de pression respectifs. La pression de service admissible est consignée dans la norme DIN 8975-1 (exigences minimales pour les pièces de l'installation frigorifique; s'applique plutôt aux installations frigorifiques stationnaires) ou dépend des indications des pla-

ques signalétiques des pièces de construction (maillon le plus faible dans la chaîne). Il faudra veiller à ce qu'aucune partie de l'installation ne soit fermée lors du contrôle de pression et que les pièces de construction ne soient pas surchargées.

Le remplissage d'azote devra être effectué lentement et toujours avec un réducteur de pression. Le raccordement de la bouteille sans réducteur de pression n'est pas autorisé.

7.10.3 Contrôle d'étanchéité

L'étanchéité est contrôlée dans un premier temps par badigeonnage de tous les raccords à l'aide d'un liquide moussant à une surpression située entre 1 bar et la surpression de service tolérée. Il faudra penser au remplissage du contrôle sous pression.

Il faudra remplir l'installation en fluide frigorigène lors de la recherche des inétanchéités avec un détecteur de fuites électronique. Les taux de fuites requis conformément aux règles ne peuvent être contrôlés qu'avec le détecteur de fuites électronique.

7.10.4 Séchage, évacuation

La plupart du temps, l'évacuation n'est pas suffisante pour le séchage. Il est recommandé de procéder d'abord à l'aspiration de l'installation à la pression de la vapeur d'eau à la température de l'installation (p.ex. 23 mbars à 20 °C). Le taux en eau dans l'installation peut rapidement être réduit par "cassure" du vide (remplissage en azote légèrement sec) et nouvelle évacuation.

Il faudra veiller lors de l'évacuation à ce que toutes les parties de l'installation puissent être vidées et que la pompe à vide fournissent la puissance nécessaire.

Il faudra, afin de maintenir dans l'installation la teneur en gaz non condendable à un niveau faible, évacuer l'installation avant le remplissage à une pression si possible basse, jusqu'au dessous de 15 mbars au moins.

Le vide obtenu sera contrôlé à l'aide d'un vacuomètre.

7.10.5 Remplissage, calcul de la quantité de remplissage nécessaire

Le compresseur ne devra en aucun cas fonctionner sans fluide frigorigène.

IL sera possible, si ***la quantité de remplissage de l'installation est connue,*** de verser à l'arrêt sous forme liquide par rapport au vide le fluide frigorigène avec un cylindre de remplissage ou à l'aide d'une balance dans la partie haute pression de l'installation.

Le remplissage en fluide frigorigène liquide côté basse pression devra être effectué avec une très grande précaution. Il ne faudra en aucun cas que de trop grandes quantités de liquide ne pénètrent dans le compresseur. Le fluide R 134a est un fluide frigorigène à un constituant et peut par conséquent être prélevé sous forme gazeuse ou liquide de la bouteille et versé dans l'installation.

Il faudra, ***si la quantité de remplissage doit être déterminée,*** verser le fluide frigorigène jusqu'à ce que les commutateurs basse pression s'enclenchent et que le compresseur puisse être démarré. En général, la moitié environ de la quantité de remplissage prescrite suffit pour pouvoir faire fonctionner le compresseur sans dommage pendant la phase de remplissage.

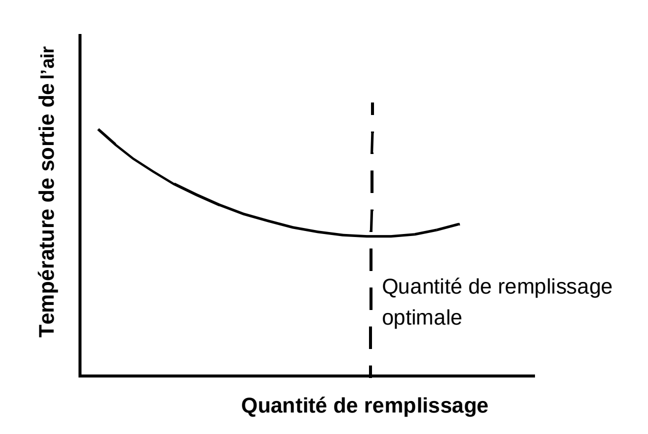


Fig. 7-17. Quantité de remplissage optimale

1. Installation avec un capillaire ou un tube de détente

La surchauffe est le critère à remplir, Il faudra à pleine charge verser du fluide frigorigène jusqu'à ce que l'on obtienne une petite surchauffe ou que le changement de phase à la sortie de l'évaporateur soit achevé (surchauffe 0 K). En charge partielle, le fluide frigorigène excédentaire se rassemble dans le collecteur. La température de sortie de l'air est décisive dans l'appréciation d'une installation

La figure 7-17 représente la relation existant entre la température de sortie de l'air et la quantité de remplissage en fluide frigorigène. Le point avec la température de sortie de l'air la plus basse détermine la quantité de remplissage optimale de l'installation.

2. Installation avec soupape de détente thermostatique

Selon le remplissage du capteur, le critère de surchauffe à la sortie de l'évaporateur joue, à charge partielle ou en pleine charge, un rôle déterminant. Tant que l'installation est insuffisamment remplie, le liquide chargé en bulles de vapeur s'écoule vers la soupape de détente. Il est impossible, même lorsque la soupape est entièrement ouverte, d'alimenter l'évaporateur avec suffisamment de fluide frigorigène. La surchauffe de la vapeur d'aspiration à la sortie de l'évaporateur est élevée. Lors du remplissage, la surchauffe baisse continuellement. Au point où la surchauffe stagne, c'est-à-dire lorsque la soupape reçoit du liquide pur et régule normalement, l'installation contient la quantité de remplissage minimale. En général, une petite

quantité de fluide frigorigène parvient encore dans l'installation. La quantité de remplissage doit être contrôlée à différents états de fonctionnement.

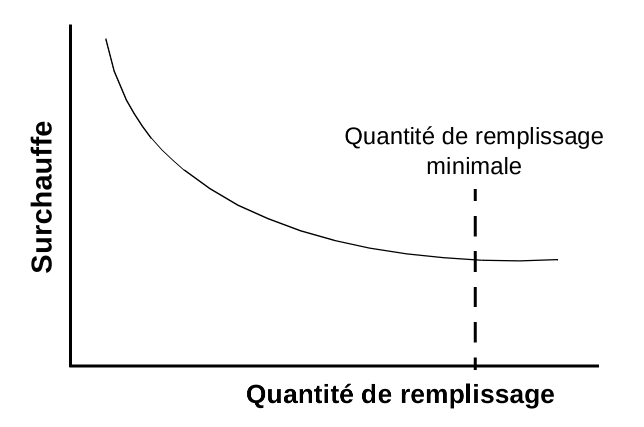


Fig. 7-18. Surchauffe en fonction de la quantité de remplissage

Si un ***verre de regard*** a été monté dans la conduite de liquide, celui-ci pourra être utilisé pour déterminer la quantité de remplissage minimale. Aucune bulles de vapeur ne doit plus dès lors être visible.

Le deuxième critère, à savoir le surrefroidissement, pourra **sans collecteur**, être pris en considération. La quantité de remplissage est optimale pour un surrefroidissement de 2-3 K.

La valeur permanente de la surchauffe est ***avec collecteur*** le critère pour la quantité de remplissage minimale. Tout fluide frigorigène supplémentaire est accumulé dans le collecteur. Ce n'est que lorsque le collecteur déborde qu'une surchauffe est mesurable. L'installation est alors surremplie. L'installation avec collecteur est insensible au surremplissage.

Il est possible en observant la pression d'évaporation d'établir également un diagnostic sur la quantité de remplissage. La figure 7-19 illustre les relations qui en résultent. Un remplissage insuffisant donne une pression d'évaporation relativement faible. Si l'on ajoute du fluide frigorigène, la pression d'évaporation augmente jusqu'à ce qu'il se forme un niveau de liquide dans le collecteur. Si le collecteur est plein, le fluide frigorigène est refoulé dans le collecteur, la surface du condenseur efficace se réduit et la pression de condensation augmente de nouveau.

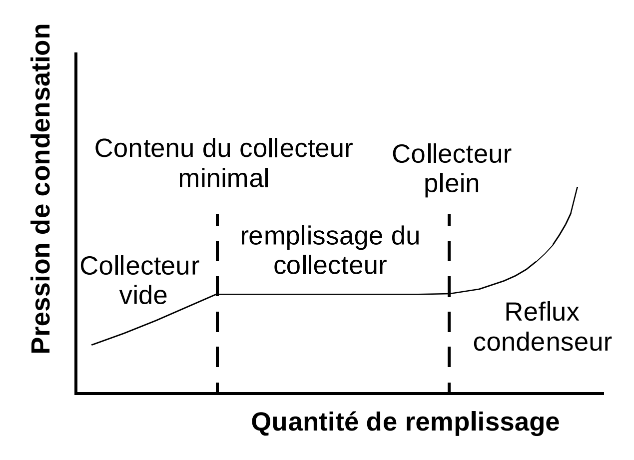


Fig. 7-19. Pression de condensation en fonction de la quantité de remplissage

Le niveau de remplissage le plus faible de fluide frigorigène dans le collecteur est atteint dans les cas suivants :

- Charge partielle
- 5 - 8 K en-dessous du point MOP
- Pression de condensation maximale

Un remplissage pour une pression d'évaporation à proximité du point MOP n'est pas possible, car la surchauffe de travail est trop grande.

La quantité de remplissage nécessaire doit être mentionnée sur la plaque signalétique.

7.10.6 Contrôle et réglage des organes de sécurité

Le réglage et la fonction des organes de sécurité doivent être contrôlés après le remplissage.

8 Recherche de pannes

8.1 Spécifications

Deux exigences devront être satisfaites dans les recherches de pannes :

- Compétence
- Équipement technique

Ces deux exigences sont citées dans la prescription sur les HCFC-Halon. La directive VBG 20 (Association préventive des accidents du travail) souligne la compétence nécessaire à l'accomplissement de ces travaux de service.

Équipement technique
Les moyens les plus importants dans la recherche de pannes sont le manomètre et le thermomètre. Les différents états du fluide frigorigène, tel que la surchauffe et le surrefroidissement fournissent de précieux renseignements dans les recherches de pannes. Les sens dont nous disposons sont également de précieux auxiliaires dans la recherche de pannes. Les bulles derrière le verre de regard, la crasse ou le givrage sont perçus visuellement. Il est également possible de voir sur la conduite d'aspiration et parfois d'entendre le bruit fait par le compresseur lorsqu'il aspire de la vapeur humide. Un compresseur surchargé dégage même une certaine odeur.

Il faudra, dans les recherches de pannes, utiliser les outils et les agents auxiliaires suivants :

- Station de service
- Manomètre
- Thermomètre
- Azote sec
- Bouteilles de FF pour nouveaux FF
- Bouteilles de FF pour FF usagé
- Réservoir d'huile usagée
- Pompe à vide
- Flexibles
- Balance
- Station d'aspiration
- Détecteur de pannes

Les appareils de mesures doivent être contrôlés régulièrement. Un calibrage ne pourra toutefois être effectué que par un institut de contrôle accrédité.

Manomètre
C'est la surpression que l'on mesure en général avec les manomètres utilisés dans le service. Si les manomètres sont pourvus d'échelles de températures, celles-ci se rapportent toujours aux pressions absolues. Il faut savoir que l'on ne peut pas mesurer directement des températures avec un manomètre. Les indications de température sont de pures valeurs de référence. Seule la température de saturation est attribuée à la pression mesurée. Si le fluide frigorigène est liquide, la température est située au-dessous. S'il est gazeux, elle est située au-dessus de la température de saturation. Les manomètres doivent, lorsqu'ils ne sont pas raccordés à l'installation, indiquer une pression de 0 bar. Les manomètres doivent posséder une vis de réglage pour les ajustements.

Thermomètre
Les thermomètres utilisés sont en général des thermomètres digitaux avec des capteurs de surface et de contact. Il faudra veiller, notamment pour les grandes différences de températures, à une bonne isolation thermique du point de mesure. Il est recommandé d'utiliser des pâtes thermoconductrices. Il faudra, lorsque le point de mesure est très encrassé, le nettoyer et éventuellement le traiter avec un fin papier abrasif. On ne mesurera toujours que la température du capteur. Une absence d'isolation thermique et des couches d'oxydes isolantes sur la conduite peuvent engendrer des différences de températures de quelques Kelvin entre les valeurs mesurées et les valeurs réelles.

8.2 Procédure à suivre dans les recherches de pannes

8.2.1 Fluide frigorigène

Le fluide frigorigène devra d'abord être identifié. Le fluide frigorigène et la quantité de remplissage doivent figurés, conformément aux prescriptions légales, dans les instructions de service de l'installation et sur la plaque signalétique.

8.2.2 Schéma d' installation

Il est impératif dans les recherches de pannes de bien connaître la construction de l'installation, les pièces de construction et les éléments utilisés ainsi que leur mode de fonctionnement.

8.2.3 Contrôle visuel

Certaines pannes sont décelables visuellement ou localisées par expérience. L'encrassement fréquent du condenseur ou la formation de bulles de vapeur dans le verre de regard sont des pannes rapidement décelables.

En cas de givrage inhabituel de l'évaporateur, le givrage lui-même fournit de précieuses indications. Un évaporateur présentant des traces de givrage que sur le côté entrée est un signe caractéristique indiquant que l'alimentation en fluide frigorigène est trop faible, ce qui à son tour fait penser à un organe de détente travaillant de façon incorrecte ou à une pénurie en fluide frigorigène. Un givrage complet fait penser à des problèmes de charge - à savoir qu'il n'existe aucun débit volumétrique d'air ou que ce volume est trop faible.
La surchauffe elle-même est parfois visible à l'oeil nu. Il doit exister, à l'extrémité de l'évaporateur un domaine qui à des températures d'évaporation de -2 °C est sec ou très sec.

La conduite de liquide de l'installation frigorifique est chaude. Si un refroidissement locale est perceptible ou s'il y a formation d'eau de condensation, il y a de fortes raisons de croire que la chute de pression dans la conduite est importante. Les phénomènes accompagnant l'encrassement des filtres sont très similaires.

La conduite de gaz chaud est si chaude que n'on peut à peine y poser la main. Des conduites sous pression exceptionnellement froide font penser à une aspiration "humide" du compresseur.

Le niveau d'huile dans le verre de regard du compresseur fournit des renseignements sur la quantité d'huile ou sur le retour d'huile dans le système. Le niveau d'huile peut être considérablement influencé par le fluide frigorigène condensé. Les modifications de couleurs observées permettent d'obtenir de précieux renseignements sur l'état de l'huile.

L'eau dans l'installation peut facilement être mise en évidence à l'aide d'un verre de regard doté d'un indicateur d'humidité.

Le danger inhérent aux règles générales réside dans le fait qu'elles sont souvent applicables, mais pas toujours. Les états du fluide frigorigène dans les différentes sections de la tuyauterie et des pièces de construction doivent être impérativement fixés par des mesures de températures et de pressions.

8.2.4 Mesures

Le schéma récapitulatif (figure 8-1) renferme des "informations minimales" nécessaires pour juger de l'état du système ou pour la recherche de pannes .

Les températures et les pressions mesurées à la sortie de l'évaporateur fournissent également de précieux renseignements sur la surchauffe de l'évaporateur. La ***"surchauffe"*** est un indicateur fiable pour le remplissage de l'évaporateur. Si la surchauffe est trop importante, l'évaporateur ne recevra pas assez de fluide frigorigène et en recevra trop si la surchauffe est insuffisante. Il faudra vérifier au cas par cas si l'organe de détente ou un remplissage insuffisant est responsable de cette situation. La différence n'est possible que si l'on dispose d'un indicateur clair et net pour la quantité de remplissage en fluide frigorigène.

Le ***surrefroidissement*** est déterminé grâce à la pression et à la température régnant à la sortie de l'évaporateur. Il est ainsi possible de se faire une idée précise sur la quantité de remplissage. Le verre de regard monté dans la conduite de liquide est particulièrement approprié pour évaluer sur les installations à collecteur la quantité de remplissage minimale.

La température des gaz chauds permet de vérifier si le compresseur fonctionne dans la plage de travail requise.

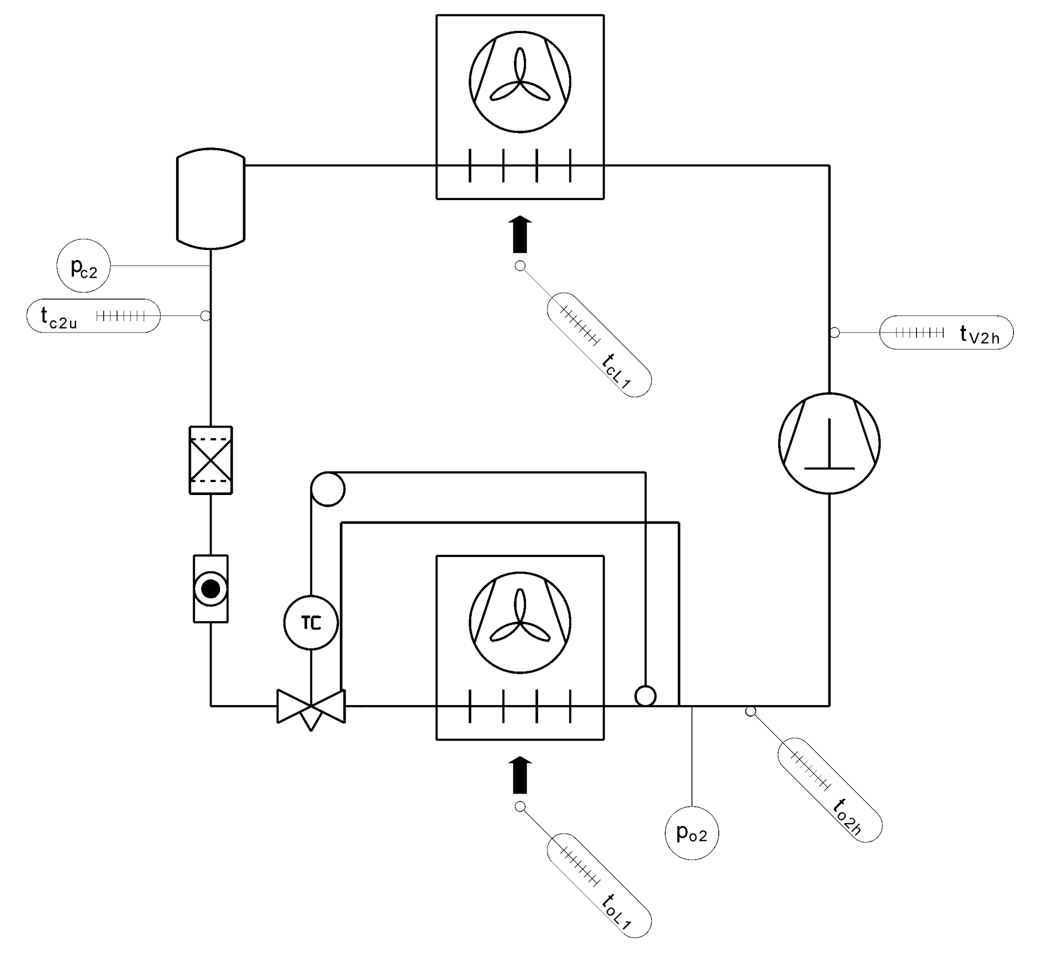


Fig. 8-1. Points de mesure dans l'appréciation des recherches de pannes

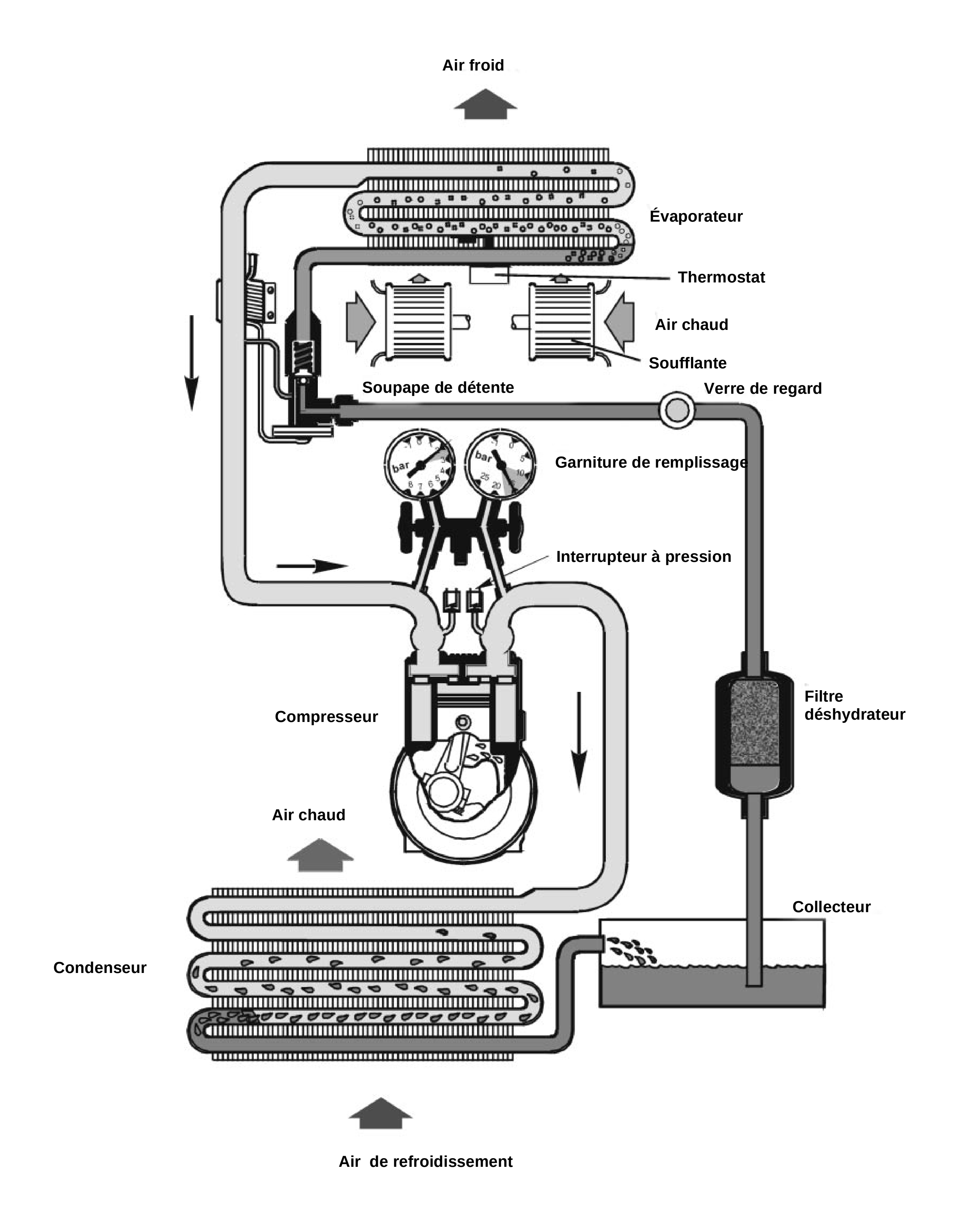


Fig.8-2. Circuit schématique du fluide frigorigène avec portique de manomètre comme garniture de remplissage

8.3 Pannes typiques et causes possibles

La plupart des pannes observées au niveau du fluide frigorigène peuvent être classifiées au moyen d'une liste de contrôle (p.ex. les tableaux suivants). Les pannes ont souvent des aspects communs, mais des causes différentes. Un évaporateur présentant des traces de givrage peut, par exemple, être normal. Il se peut également que la soupape de détente soit défectueuse; que des problèmes de retour d'huile existent ou que l'évaporateur ait un dimensionnement trop faible etc. Ces pannes pourront être recensées et identifiées systématiquement à l'aide de mesures (surchauffe, surrefroidissement, température des gaz chauds) et d'observations (verre de regard, aspect du givrage etc.).

Comme le montre la figure 8-3, les insuffisances d'huile (problèmes de retour d'huile), les déplacements et délocalisations de fluide frigorigène et les pannes électriques représentent assurément les problèmes les plus fréquents pouvant conduire à des pannes du compresseur.

Les hautes et les basses pressions en fonction des conditions ambiantes (régime du compresseur, température interne, température externe, humidité atmosphérique) sont également des aides précieuses dans la détection des pannes. Il est absolument nécessaire lorsque l'on applique cette méthode de bien connaître les paramètres d'exploitation de l'installation respective en fonctionnement normal. Une application générale à une quelconque installation n'est pas possible. Le montage d'un compresseur à plateau oscillant à réglage interne limite par exemple la basse pression lors de l'encrassement de l'évaporateur ou les ventilateurs en panne à une valeur réglée. La seule observation de la basse pression ne permettrait pas de déceler cette panne. Les autres mesures, comme par exemple la température d'entrée et la température de sortie de l'air sont nécessaires.

Les tableaux suivants indiquent les valeurs de pression escomptées d'une installation à des températures extérieures différentes (mesurées à un régime moyen).

Pression d'aspiration (manomètre basse pression)

Tableau 8-1. Pression d'aspiration escomptée

Température extérieure in °C	Surpression en bar
25	ca. 2,0
30	ca. 2,5
35	ca. 3,0

Haute pression (manomètre haute pression)

Tableau 8-2. Haute pression escomptée

Température extérieure in °C	Surpression en bar
25	ca. 8
35	ca. 13
40	ca. 16
45	ca. 18

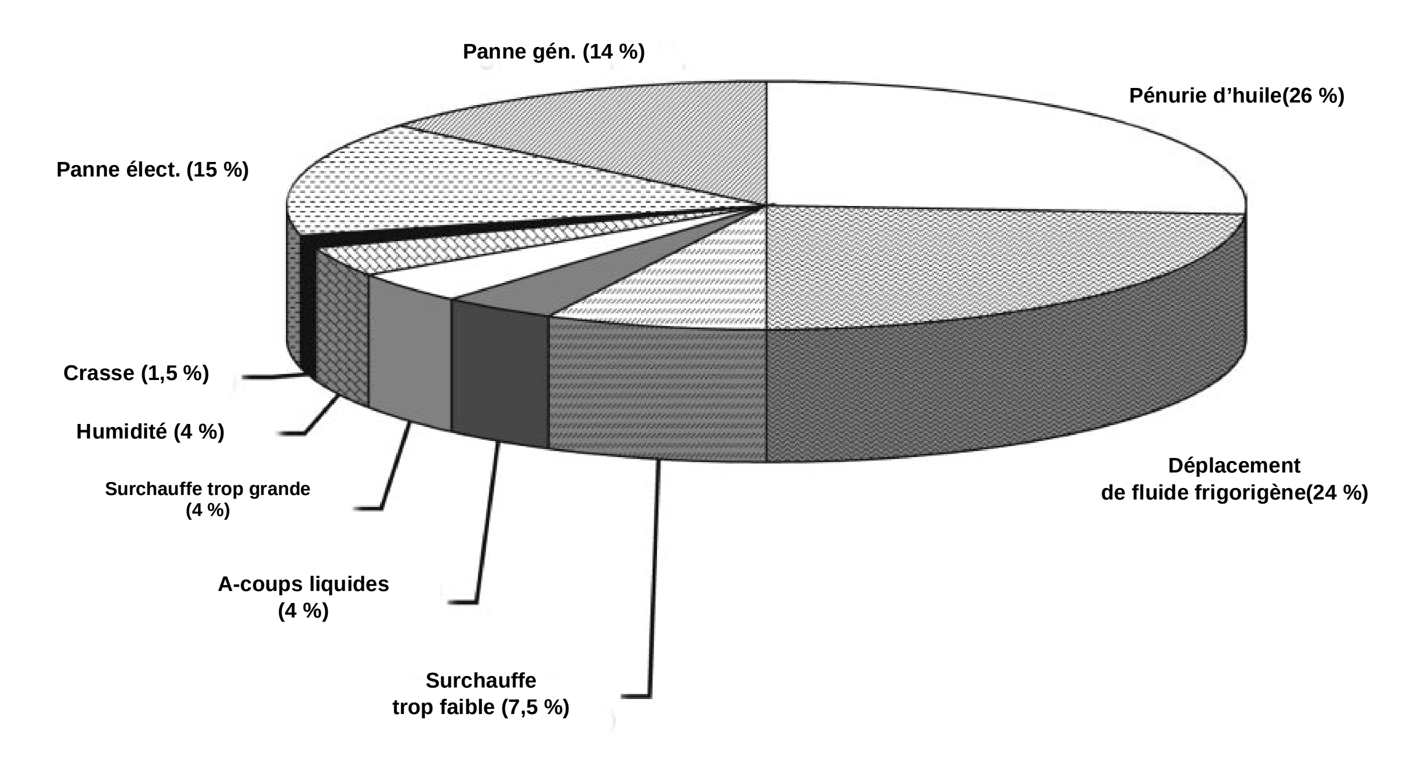


Fig. 8-3. Causes de pannes sur 40 000 compresseurs tombés en panne

Étant donné que la pression générée dans une installation frigorifique dépend largement des conditions environnantes, sil est très important de connaître ces conditions. Le tableau 8-3 renferme quelques-unes de ces conditions.

Tableau 8-3. Facteurs d’influence sur la pression de service

Grandeurs mesurées		**Pression d’aspiration**		**Haute pression**	
		monte	baisse	monte	baisse
Régime du compresseur	monte		**X**	**X**	
	baisse	**X**			**X**
Température interne du véhicule	monte	**X**		**X**	
	baisse		**X**		**X**
Température extérieure	monte	**X**		**X**	
	baisse		**X**		**X**
Humidité atmosphérique	monte	**X**		**X**	
	baisse		**X**		**X**

On fait souvent appel dans la recherche des pannes à une matrice de recherche de pannes. La fig. 8-4 montre un exemple de matrice que l’on pourra se procurer auprès de l’entreprise Bock. Ces matrices fournissent souvent plusieurs causes de pannes possibles pour un problème bien défini. L’attribution exacte des pannes doit tenir compte des mesures destinées à connaître l’état du circuit et de l’expérience acquise par la personne recherchant la panne.

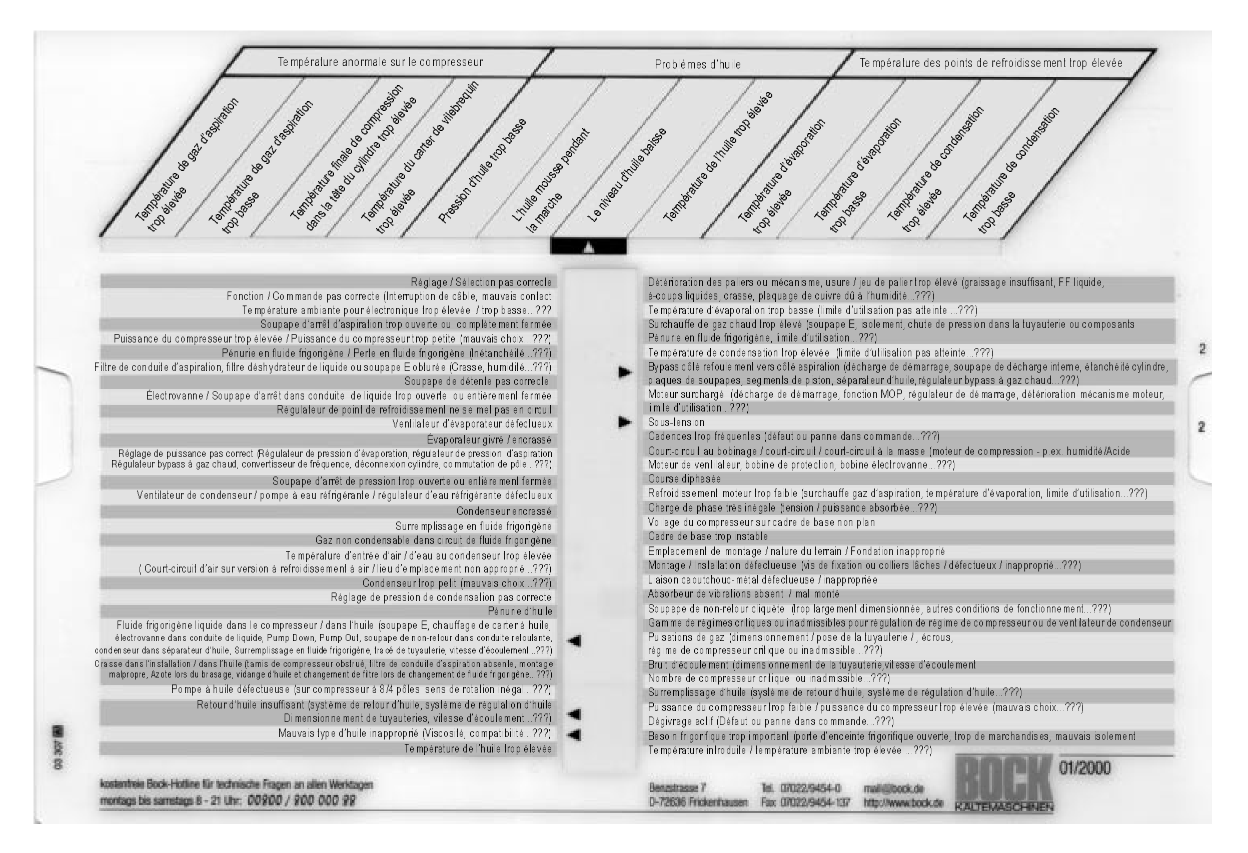


Fig. 8-4. Matrice de recherche de pannes de l’entreprise Bock

Les valeurs manométriques de la pression d’aspiration et des hautes pressions du fluide frigorigène ont permis d’établir des tableaux de pannes possibles.

8.3.1 Pression d’sspiration trop faible, haute pression trop basse à normale

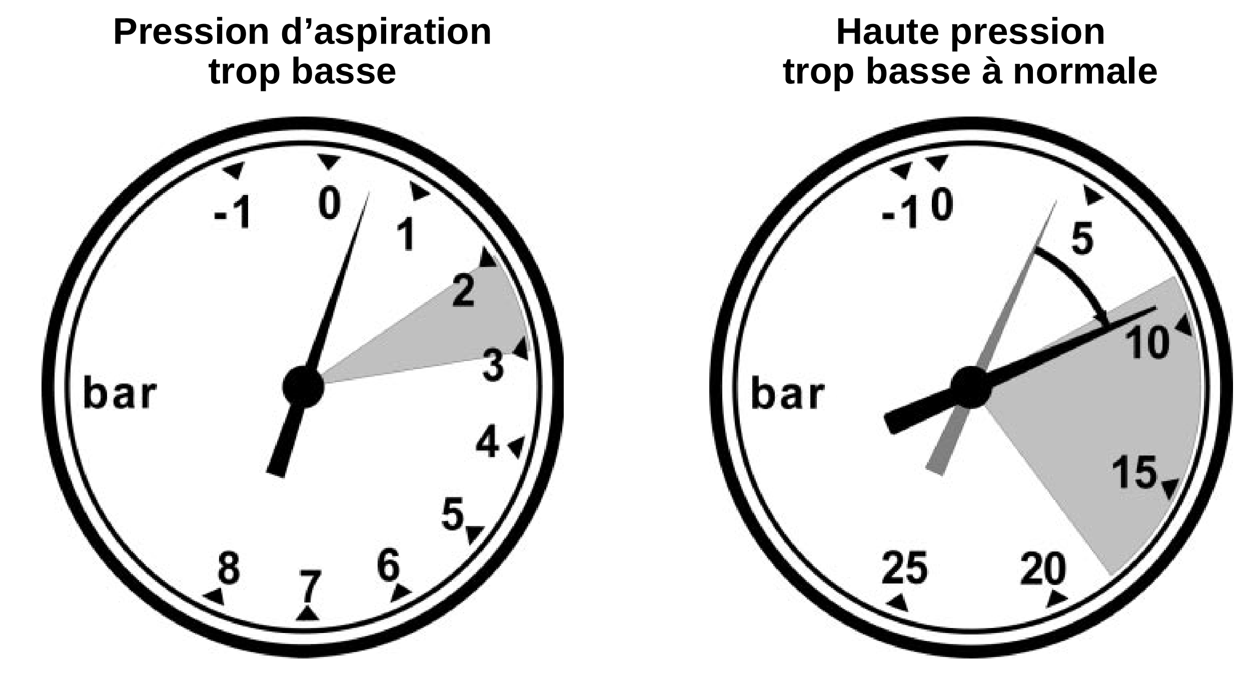


Fig. 8-5. Pression d’aspiration trop basse, haute pression trop basse à normale

Tableau 8-4. Sélection de pannes pour pression d’aspiration trop basse et haute pression basse ou normale

Cause	Conséquence possible	Suppression
Pénurie de fluide frigorigène	Pas de surrefroidissement, bulles dans le verre de regard, surchauffe élevée, givrage de l’évaporateur	Recherche de panne, remplir
Soupape d’arrêt d’aspiration sur le compresseur, étranglée ou fermée	Manomètre d’aspiration indique le vide	Vérifier réglage de soupape et corriger
Lamelles de filtre à air ou filtre à huile “encrassés“	Puissance frigorifique trop faible	nettoyer
Ventilateur de l’évaporateur en panne	Déconnexion baisse pression	Réparer ventilateur
Saumure gelée (pour systèmes indirects)	Dégradation de l’évaporateur	Contrôler l’antigel, augmenter la concentration en saumure
Soupape de détente défectueuse (système de capteur non étanche)	Le manomètre d’aspiration indique le vide, car la soupape s’est refermée	Remplacer soupape
Tamis ou buse de soupape de détente bouché	Surchauffe élevée	nettoyer
filtre déshydrateur bouché	Bulles dans le verre de regard, surchauffe élevée, filtre déshydrateur froid	Remplacer filtre déshydrateur
Soupape d’arrêt étranglée du collecteur, chute de pression dans la conduite de liquide	Bulles dans verre de regard, surchauffe élevée, partie de la conduite froide	Ouvrir soupape, contrôler conduite
Charge thermique trop faible	Déconnexion basse pression répétée, le thermostat antigel commute souvent	Contrôler réglage puissance

8.3.2 Pression d’aspiration normale, haute pression trop élevée

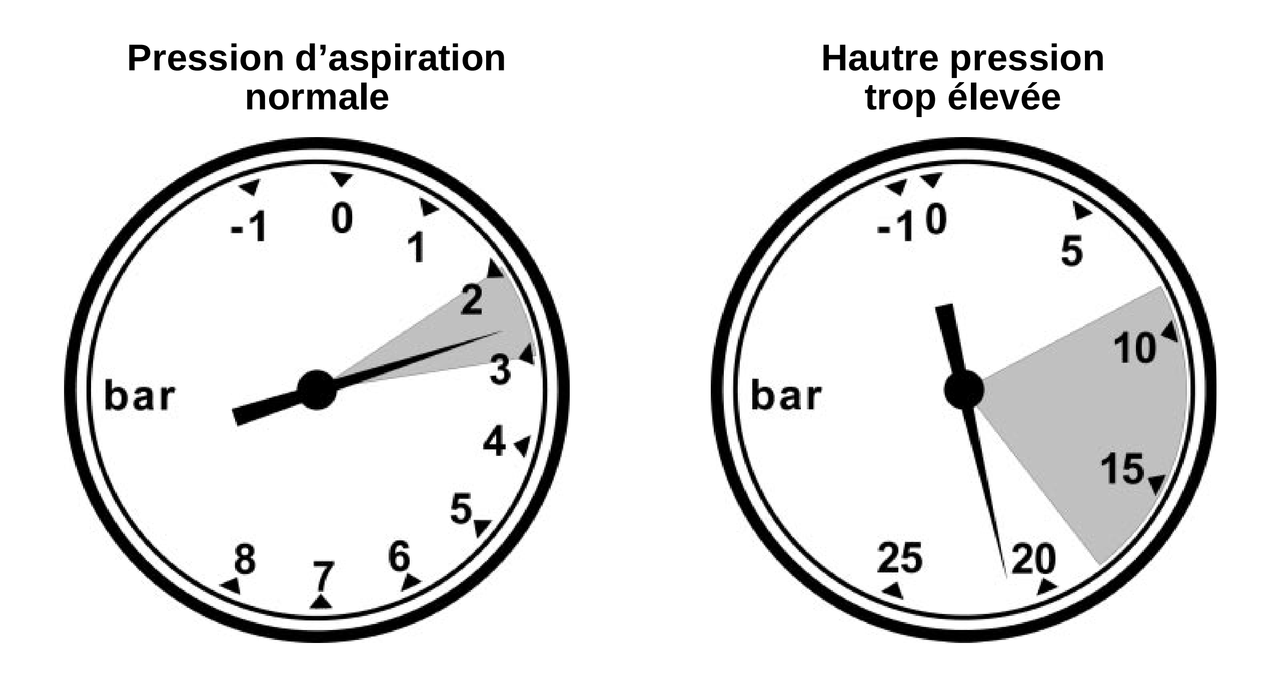


Fig. 8-6. Pression d’aspiration normale, haute pression trop élevée

Tablea 8-5. Sélection de pannes pour pression d’aspiration normale et haute pression élevée

Cause	Conséquence possible	Suppression
Condenseur encrassé	Température de gaz chaud élevée, puissance frigorifique faible	nettoyer
Ventilateur de condenseur en panne	Température de gaz chaud élevée, déconnexion haute pression	réparer
Surremplissage	Température de gaz chaud élevée,surrefroidissement élevée,puissance frigorifique faible	optimiser la quantité de remplissage
Gaz non condendable (air)	Température de gaz chaud élevée, surrefroidissement mesurée élevée, puissance frigorifique faible	remplir de nouveau
Étranglement entre compresseur et condenseur	Température de gaz chaud élevée, puissance frigorifique faible	Contrôler conduites et soupapes

8.3.3 Pression d’aspiration trop élevée, haute pression trop basse à normale

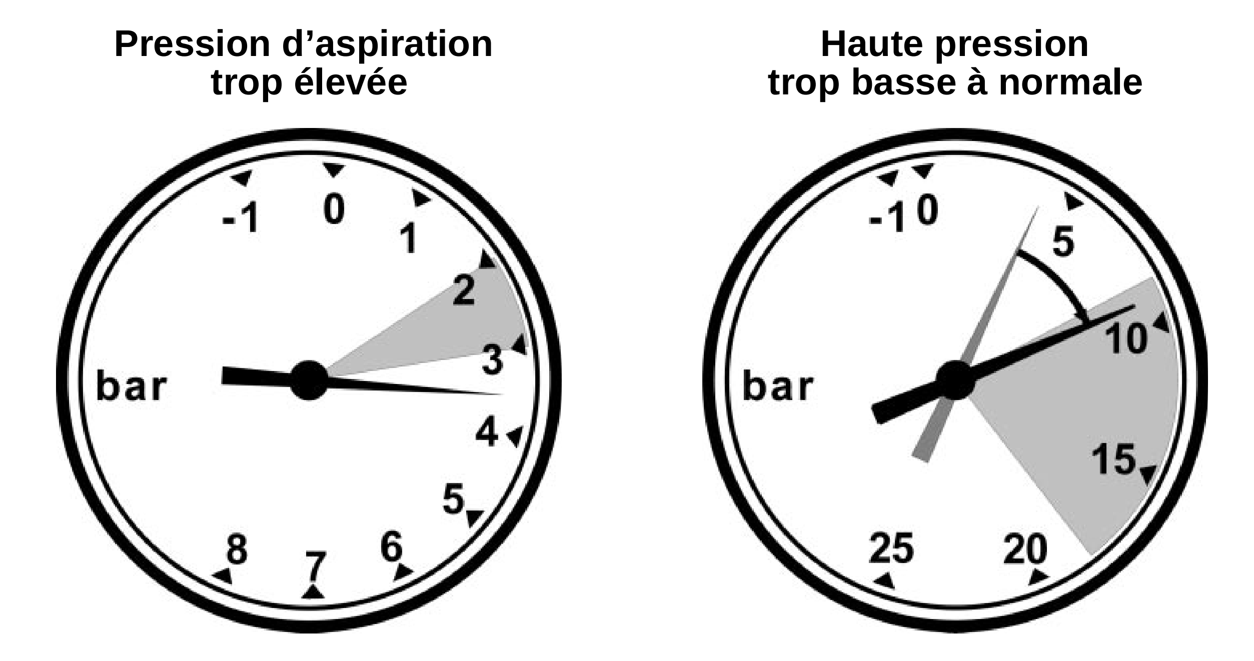


Fig. 8-7. Pression d’aspiration trop élevée, haute pression trop basse à normale

Tabelle 8-6. Sélection de pannes pour pression d’aspiration trop élevée et haute pression trop faible à normale

Cause	Conséquence possible	Suppression
Compresseur (plaque de soupape, segments de piston) défectueux	Puissance frigorifique trop faible	Remplacer compresseur ou parties défectueuses
Réglage de puissance défectueux	Puissance frigorifique trop faible lorsque bypass ouvert à température de gaz chaud élevée	Réparer réglage de puissance

8.3.4 Pression d’aspiration trop élevée, haute pression trop élevée

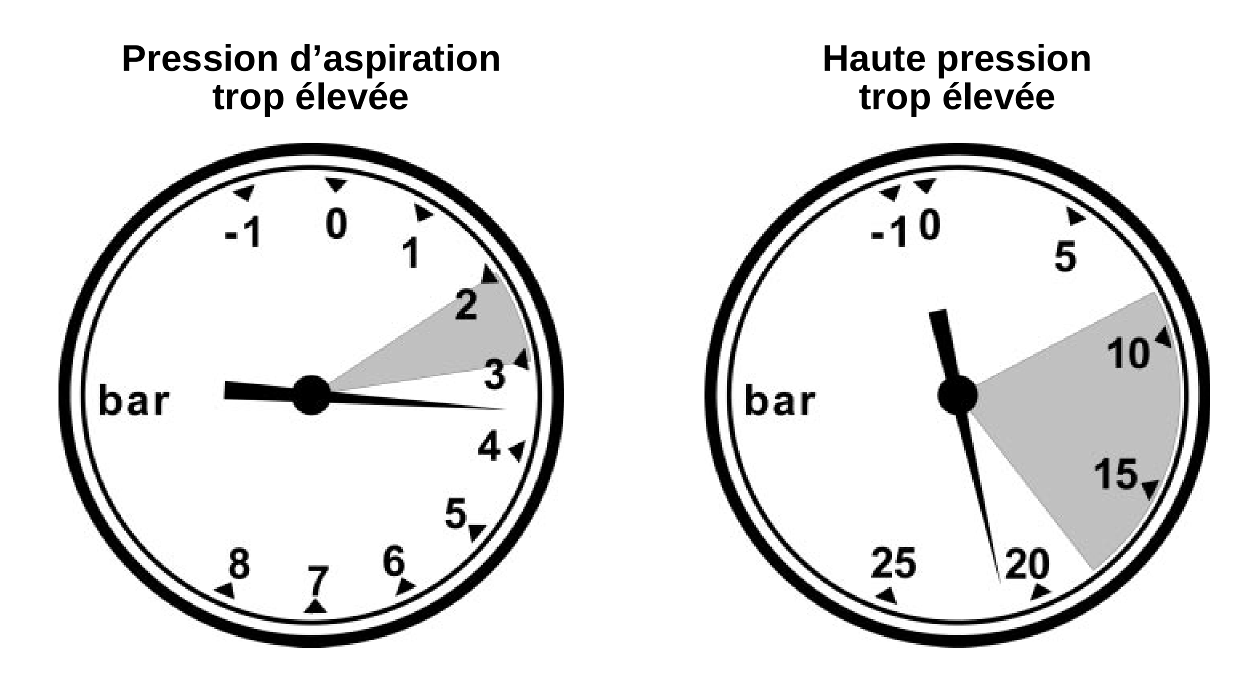


Fig. 8-8. Pression d’aspiration trop élevée, haute pression trop élevée

Tableau 8-7. Sélection de pannes pour pression d’aspiration trop élevée, haute pression trop élevée

Cause	Conséquence possible	Suppression
Capteur de la soupape de détente thermostatique lâche, a un mauvais contact ou n’est pas calorifugé	Surchauffe trop faible, marche humide du compresseur	Monter correctement le capteur

8.3.5 Autres pannes

Tableau 8-8. Autres pannes

Symptôme	Cause	Conséquence possible	Suppression
Température des gaz chauds trop élevée	Manque d'huile	Usure importante du compresseur	Ajouter de l'huile
Compresseur ne démarre pas	Interrupteur à pression ou autre commutateur de sécurité déconnecté, panne électrique, cylindre rempli de fluide frigorigène liquide	Arrêt de l'installation	Contrôler commutateurs, chercher et supprimer la cause de la déconnexion
Compresseur commute en permanence	Différence de connexion trop faible, déclenchement d'un commutateur (interrupteur à surpression), pénurie de fluide frigorigène, ventilateur défectueux, surremplissage	Cadence compresseur, usure élevée, puissance frigorifique trop faible	Contrôler commutateurs, supprimer la cause de l'enclenchement
Surchauffe trop élevée	Soupape déréglée, buse de soupape trop petite, filtre de soupape encrassé, pénurie de fluide frigorigène, MOP atteint (pas de panne)	Puissance frigorifique trop faible, température de gaz chaud élevée	Régler la soupape, changer la buse, monter un filtre, nettoyer, remplir, chercher la fuite
Surchauffe trop faible	Soupape déréglée, buse de soupape trop grande, surremplissage (capillaires), montage défectueux du capteur)	Marche humide du compresseur, détérioration du compresseur	Régler la soupape, changer la buse, optimiser la quantité de remplissage, monter correctement le capteur

9 Consigne de sécurité

9.1 Manutention des fluides frigorigènes

Il faudra, lorsqu'on travaille sur des installations frigorifique, tenir compte de la prescription EN 378. Il existe pour tous les fluide frigorigènes des prescriptions de sécurité ou des descriptifs de substances (se renseigner auprès du fabricant) ainsi que les conseils de l'association préventive des accidents du travail de l'industrie chimique.

Il faudra également, pour une manutention sûre et experte des fluides frigorigènes, tenir impérativement compte des conditions suivantes :

- Il faudra porter, lorsque l'on travaille avec des fluides frigorigènes, des **lunettes de protectio**n. Le fluide frigorigène provoque de graves gelures lorsqu'il entre en contact avec les yeux. Il faudra se rincer immédiatement et abondamment les yeux avec de l'eau et consulter un médecin.

- Il faudra porter des **gants protecteurs** lorsque l'on travaille sur des fluides frigorigènes. Le fluide frigorigène ne doit pas entrer en contact avec la peau. Les mains devront être protégées contre les gelures (le fluide frigorigène R 134a qui sort de l'installation s'évapore à - 26,5 °C) et protégées contre l'abrasion de la couche cutanée (le fluide frigorigène dissout les graisses). Si le fluide calorigène entre en contact avec la peau, rincer abondamment et immédiatement la partie atteinte et consulter un médecin.

  Les gants en cuir ou en étoffe sont inappropriés (utiliser de préférence des élastomère fluorés).

- Il existe un réel ***danger d'asphyxie*** lorsque les fluides frigorigènes entrent en contact avec l'atmosphère. Les fluides frigorigènes sont plus lourds que l'air. L'oxygène nécessaire à la respiration disparaît à partir d'une concentration de fluide frigorigène dans l'air de 12 Vol-% environ. Le stress et le manque d'oxygène conduisent à des pertes de conscience et à des troubles cardiovasculaires. Il existe un réel danger de mort. !

- Il est ***interdit de fumer*** en présence de fluides frigorigènes. La combustion du tabac décomposerait le fluide frigorigène. Il en résulterait la formation de substances toxiques.

- Le fluide frigorigène devra, avant tout ***travaux de soudage et de brasage*** sur des installations frigorifiques, être éliminer avec de l'azote.

  La chaleur génère sur les fluides frigorigènes des produits de dégradation qui provoque non seulement de graves lésions des voies respiratoires, mais peuvent également entraîner des phénomènes de corrosion.

- Toute odeur âcre dégagée lors de travaux de brasage constitue un signe avant-coureur de décomposition entraînant le dégagement de produits nocifs. Si ces substances sont inhalées, elles peuvent occasionner des lésions des voies respiratoires, des poumons et d'autres organes.

- Il existe un ***danger d'incendie***, même avec les fluides frigorigènes non inflammables en raison des risques d'inflammation d'huiles résiduelles et de matériaux d' isolants ou encore d'embruns d'huile dûs à des fuites importantes.

9.2 Manutention de récipients sous pression

- ***Assurer les récipients contre les chutes ou les roulements***

- ***Ne pas jeter les récipients***. Les récipients risquent, en cas de chute, de subir des déformations pouvant entraîner des fissures de la paroi. L'évaporation et l'échappement du fluide frigorigène libère des forces considérables. Il en va de même pour les ruptures de soupapes de bouteilles. Il faudra donc veiller à ne transporter les bouteilles qu'avec leur capuchon de protection vissé.

- ***Les bouteilles de fluides frigorigènes ne devront pas être déposées à proximité de radiateurs de chauffage***. Les hautes températures entraînent des pressions élevées et la pression admissible à l'intérieur des bouteilles ne devra en aucun cas être dépassée. Les prescriptions inhérentes aux récipients sous pression stipulent que les récipient ne doivent en aucun cas être soumis à des températures supérieures à 50 °C .

- ***Les bouteilles renfermant des fluides frigorigènes ne devront jamais être chauffé au moyen d'une flamme***. Les températures élevées qui en résulteraient pourraient endommager le matériel et conduire à une décomposition du fluide frigorigène.

- ***Veiller à bien fermer les récipients vides,*** afin d'empêcher toute pénétration d'humidité.

- ***Ne jamais trop remplir des bouteilles de fluide frigorigène***, car une augmentation de la température pourrait entraîner des pressions très importantes.

9.3 Règles techniques en matière de gaz sous pression

Nous ne mentionnerons que quelques extraits à propos des directives concernant les fabricants de véhicules automobiles et les ateliers.

TRG 400 (Prescriptions générales concernant les installations de remplissage)

2. Définitions et explications

2.1 Installations de remplissage

2.1.1 Les installations de remplissage sont des installations destinées à remplir des récipients de gaz sous pression mobiles.

2.4 Installations de remplissage sujettes à autorisation
Les installations de remplissage sujettes à autorisation sont des installations de remplissage dans lesquels des gaz sous pression sont remplis dans des récipients de gaz sous pression mobiles pour être délivrer à d'autres utilisateurs.

2.4 Installations de remplissage non sujettes à autorisation
Les installations de remplissage non soumises à autorisation sont des installations de remplissage dans lesquelles des gaz sous pression mobiles sont remplis pour une utilisation exclusive au sein même de l'entreprise.

TRG 402 (Exploitation d'installations de remplissage)

2 Employés et leurs instructions

2.1 Les installations de remplissage ne doivent être exploitées et entretenues que par des personnes satisfaisant aux exigences suivantes :

1. Être âgé de 18 ans révolu
2.Posséder les connaissances techniques requises
3.Être en mesure d'effectuer leur tâche avec les compétences requises

2.2 Les travaux salariés pourront être effectués également par des personnes pour lesquelles les conditions relevant du numéro 2.1, chiffre 1 et 2 ne sont pas données

2.3 Les employés devront avant de débuter leur activité et à intervalles réguliers, une fois par an au minimum, être mis au courant sur les points suivants :

1. Les dangers spéciaux inhérents à la manutention des gaz sous pression.
2. Les prescriptions de sécurité concernant les règles techniques à observer en matière de gaz sous pression.
3.Les mesures à prendre en cas de pannes, d'avaries ou d'accident.
4. Le maniement des extincteurs et des installations d'extinction d'incendie et l'utilisation des équipements de protection
5. Le maniement et l'entretien de l'installation de remplissage dans le cadre des instructions de service.

5 Remplissage (extraits)

5.1 Un récipient de gaz sous pression ne doit être remplie qu'avec le gaz sous pression indiqué sur le récipient et seulement pour une quantité satisfaisant aux stipulations en matière de pression, de poids ou de volume inscrit sur le récipient (voir 15. paragraphe 2, prescriptions sur les récipients sous pression).

5.2 Il faudra, pour un récipient dont l'utilisation au choix de plusieurs gaz sous pression serait autorisée, indiquer sur le récipient, avant le raccordement de remplissage, le gaz sous pression à remplir et - pour autant qu'il s'agit d'un gaz sous pression à une température critique supérieure à -10 °C - le poids de remplissage maximal admissible conformément aux règles techniques pour les gaz sous pression (TRG 304), numéro 3.3

5.3 Les récipients de gaz sous pression sur lesquels est indiquée la surpression maximale admissible du remplissage à 15 °C en bars doivent être remplis selon la pression (manometrique). S'il existe, lors du remplissage une température s'écartant de 15 °C, la pression qui correspond à la température divergente devra être déterminée par la station de remplissage; il faudra veiller à ce que la surpression tolérée du remplissage à 15°C ne soit pas dépassée dans le récipient sous pression. Il faudra également, afin de déceler un surremplissage éventuel contrôler en mesurant la pression des lots de récipients pleins choisis au hasard.

5.4 Il faudra, dans le cas des récipients de gaz sous pression sur lesquels sont indiqués la quantité de remplissage maximale autorisée par un poids net en kg (poids de remplissage, poids toléré du remplissage), contrôler la quantité de remplissage par pesée. Les balances devront être étalonnées pour les pesées de contrôle.

5.7 Les mesures de remplissage et le contrôle ne doivent pas être effectuées par la même personne. Les mesures de contrôle devront être effectuées directement après l'achèvement des processus de remplissage.

5.8 Les récipients surremplis devront être vidés en toute absence de danger jusqu'à obtention de la quantité de gaz sous pression tolérée. Il faudra ensuite déterminer à nouveau la quantité de gaz sous pression remplie.

5.9 Les chapitres 5.4 à 5.7 ne concernent pas les récipients destinée aux gaz liquide très froids sous pression qui ne sont ni combustibles, ni toxiques. Les prescriptions relatives à la législation des transports et des communications restent en vigueur.

9.4 Loi relative aux déchets, dispositions et décrets sur les contrôles

Ces directives constituent les bases légales des procédures à respecter dans la gestion de substances résiduelles soumis à contrôle.

Lois relative aux déchets (AbfG) § 2 paragraphe 3
Autorisation du gouvernement fédéral de promulgation de décrets réglementaires du ministère fédéral en matière de substances résiduelles dont il y a lieu de croire qu'elles constituent un danger pour la communauté.
Décret relatif aux substances résiduelles (Rest-BestV) § 1
Les substances résiduelles entrant dans le cadre de ce décret sont des substances au sens du (AbfG) § 2 paragraphe 3. Condition :Quantité annuelle d'une ou de plusieurs de ces substances est > 500 kg/an.

(AbfG) § 11 Abs. 2
Autorisation des autorités chargées de faire respecter les lois sur les déchets et substances résiduelles de décréter des dispositions pour les fournitures de preuves. Les détails seront réglés par décrets légaux (règlement administratif)

Décret de contrôle sur les substances résiduelles
Disposition sur l'obligation de preuves à fournir sur les substances résiduelles selon § 11, paragraphe 2 AbfG.

Obligation de fournir la preuve des transformations, feuille d'accompagnement et livres de consigne de déchets.

Condition : Quantité annuelle d'une ou de plusieurs de ces substances résiduelles est > 500 kg/a.

Élimination des fluides frigorigènes et des huiles de machines frigorifiques

Les ***fluides frigorigènes*** destinés à être éliminés devront être remplis dans des récipients de recyclage marqués en tenant compte de la masse de remplissage autorisée.

Les ***huiles de machines frigorifiques*** provenant d'installations renfermant des HCFC-H doivent être éliminées dans la catégorie des déchets spéciaux (dangereux ou nocifs). Le mélange avec d'autres huiles ou substances n'est pas autorisée. Le stockage compétent et l'élimination devront obéir aux directives établies par les Länder.
.

9.5 Autres normes et directives

EN 378 Parties 1-4

Cette norme qui comprend quatre parties (en vigueur depuis septembre 2000) recense les exigences en matière de sécurité et d'environnement et remplace la norme DIN 8975 jusqu'alors en vigueur. Les autres parties standardisées 5-10 sont encore des projets (janvier 1994).

VBG 20

Cette prescription de l'association préventive des accidents du travail concerne les denrées alimentaires et les restaurants : “Installations frigorifiques, pompe à chaleur et dispositifs frigorifiques“. Elle renferme comme la norme DIN 8975 les principes fondamentaux destinés à la configuration, l'équipement et la mise en place d'installations frigorifiques. Elle sera remplacée dans l'avenir par la norme EN 378.

Page libre pour notices

10 Appendice

10.1 Symboles et indices utlisés

Tableau 10-1. Symboles utilisés

N°	Sym-bole	Signification	Unité SI	Remarque
1	A	Surface, superficie	m^2	
2	c	Capacité thermique spécifique	J/(kg·K)	
3	F	Force	N	
4	h	Enthalpie spécifique	J/kg	
5	Δh	Différence de l'enthalpie spécifique	J/kg	
6	k	Coefficient de transmission thermique	$W/(m^2 \cdot K)$	
7	l	Longueur	m	
8	m	Masse	kg	
9	$\dot{m}$	Flux massique	kg/s	
10	P	Puissance	W	
11	P_V	Puissance absorbée du compresseur	W	
12	p	Pression	Pa	1 Pa = 10^{-5} bar
13	p_{abs}	Pression absolue	Pa	
14	p_{amb}	Pression ambiante	Pa	
15	p_c	Pression de condensation (absolue)	Pa	
16	p_{E1}	Pression à l'entrée de la soupape de détente (absolue)	Pa	
17	p_{E2}	Pression à la sortie de la soupape de détente (absolue)	Pa	
18	p_e	Différence entre pression absolue et pression atm. ambiante	Pa	$p_e = p_{abs} - p_{amb}$
19	p_{ec}	Difference entre la pression de condensation et la pression atmosphérique ambiante	Pa	$p_{ec} = p_c - p_{amb}$
20	p_{eo}	Difference entre la pression d'évaporation et la pression atmosphérique ambiante	Pa	$p_{eo} = p_o - p_{amb}$
21	p_o	Pression d'évaporation (absolue)	Pa	
22	p_{o1}	Pression à l'entrée de l'évaporateur (absolue)	Pa	
23	p_{o2}	Pression à la sortie de l'évaporateur (absolue)	Pa	
24	p_{V1}	Pression à l'entrée du compresseur (absolue)	Pa	
25	p_{V2}	Pression à la sortie du compresseur (absolue)	Pa	
26	p_{adm}	Pression de service admise	Pa	
27	q	Chaleur de fusion	J/kg	
28	Q	Chaleur	J	
29	$\dot{Q}$	Flux thermique, capacité thermique	W	W = J/s

Tableau 10-1. Symboles utilisés

30	$\dot{Q}_c$	Puissance du condenseur, puissance calorifique	W	
31	$\dot{Q}_o$	Capacité frigorifique, puissance de l'évaporateur	W	
32	r	Chaleur d'évaporation	J/kg	
33	T	Température thermodynamique	K	
34	t	Température	°C	t = T - 273,15 K
35	t_{amb}	Température ambiante	°C	
36	t_c	Température de condensation	°C	Temp. de saturation pour p_c
37	t_{c1h}	Température du fluide frigorigène surchauffé à la sortie du condenseur	°C	
38	t_{c2u}	Température du liquide de fluide frigorigène surrefroidi à la sortie du condenseur	°C	
39	t_{cL1}	Température de l'air à l'entrée du condenseur	°C	
40	t_{cL2}	Température de l'air à la sortie du condenseur	°C	
41	t_{E1u}	Température du liquide de fluide frigorigène surrefroidi à l'entrée de la soupape de détente	°C	
42	t_o	Température d'évaporation	°C	tem. de saturation pour p_o
43	t_{o2h}	Température du fluide frigorigène surchauffé à la sortie de l'évaporateur	°C	
44	t_{oL1}	Température de l'air à l'entrée de l'évaporateur	°C	
45	t_{oL2}	Température de l'air à la sortie de l'évaporateur	°C	
46	t_{V1h}	Température du fluide frigorigène surchauffé à l'entrée du compresseur	°C	
47	t_{V2h}	Température du fluide frigorigène surchauffé à la sortie du compresseur	°C	
48	Δt	Différence de température	K	$\Delta t = \Delta T$
49	Δt_1	Chute de température d'entrée motrice	K	$= t_{c2} - t_{cL1}$
50	Δt_{c2u}	Surrefroidissement à la sortie du condenseur	K	$= t_{c2} - t_{c2u}$
51	Δt_{E1u}	Surrefroidissement à l'entrée de la soupape de détente	K	$= t_{E1} - t_{E1u}$
52	Δt_{o2h}	Surchauffe à la sortie de l'évaporateur	K	$= t_{o2h} - t_{o2}$
53	Δt_{V1h}	Surchauffe à l'entrée du compresseur	K	$= t_{V1h} - t_{V1}$
54	V	Volume	m^3	
55	$\dot{V}_g$	Cylindrée géométrique du compresseur	m^3	
56	$\dot{V}$	Débit volumétrique	m^3/s	
57	$\dot{V}_g$	Débit volumétrique géométrique du compresseur	m^3/s	
58	$\dot{V}_{V1}$	Débit volumétrique d'aspiration du compresseur	m^3/s	
59	v	Volume spécifique	m^3/kg	$v = 1/\rho$
60	x	Teneur en vapeur	%	
61	Δ	Différence (delta)	-	
62	ε	Indice de performance (epsilon)	-	aussi COP

Tableau 10-1. Symboles utilisés

63	λ	Coefficient de rendement du compresseur(lamda)	m^3/m^3	
64	π	Taux de compression du compresseur (pi)	-	
65	ρ	Densité (rho)	kg/m^3	ρ = 1/v

Tableau 10-2. Indices utilisés

N°	Index	Signification	Remarque
1	B	Récipient	p.ex. collecteur
2	E	Organe d’étranglement	p.ex. soupape de détente
3	K	Agent réfrigérant	
4	L	Air	
5	M	Moteur, machine motrice	
6	P	Pompe	
7	R	Fluide frigorigène	anglais refrigerant
8	V	Compresseur	
9	c	Condenseur	
10	h	Vapeur surchauffée	
11	o	Évaporateur	prononcé: zérol
12	u	Liquide surrefroidi	
13	1	Entrée	
14	2	Sortie	
15	´	Valable pour liquide en ébullition	État sur ligne d’ébullition
16	´´	Valable pour vapeur saturée	État sur ligne de rosée

10.2 Représentation des points de mesures

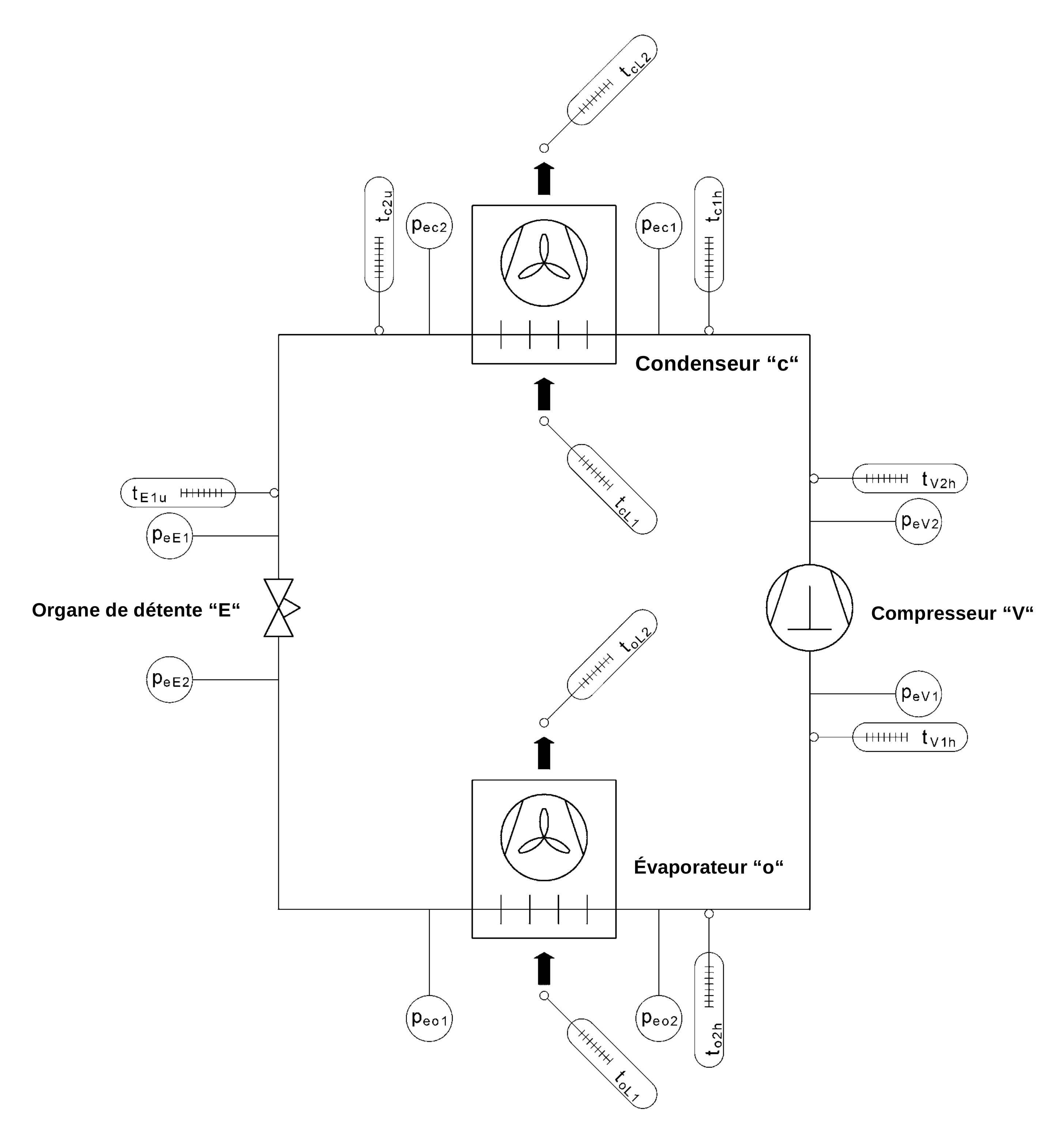
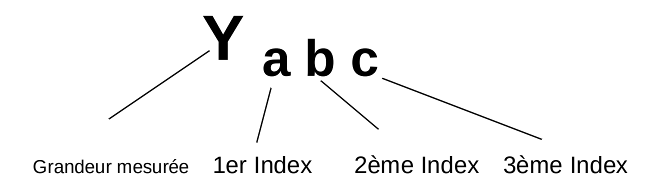


Fig. 10-1. Pression et points de mesure de la température

Les désignations des points de mesure sont codées comme l’indique la page suivante..

Codage des points de mesure



Grandeur mesurée Y: Référence à la grandeur mesurée ou paramètre

Grandeurs mesurées: p = Pression   t = Température
Paramètres: h = Enthalpie spécifique

1. Index $Y_{a - -}$: Indique sur quelle pièce de construction la mesure a été effectuée .

Exemple:	V = Compresseur	E = Organe de détente
	o = Évaporateur	c = Condenseur

Remarque: Lorsque l'on désigne un **point de mesure de surpression** (indication manométrique), le premier index est **e**. La désignation de la pièce se décale sur le 2ème index. La **pression absolue** n'est pas indiquée. Les points de mesure **sans e** comme 1er index se rapportent à la pression absolue.

2. Index $Y_{- b -}$: Indique si la grandeur mesurée est mesurée à l'entrée ou à la sortie de la pièce représentée.

Exemple:	1 = Entrée	2 = Sortie

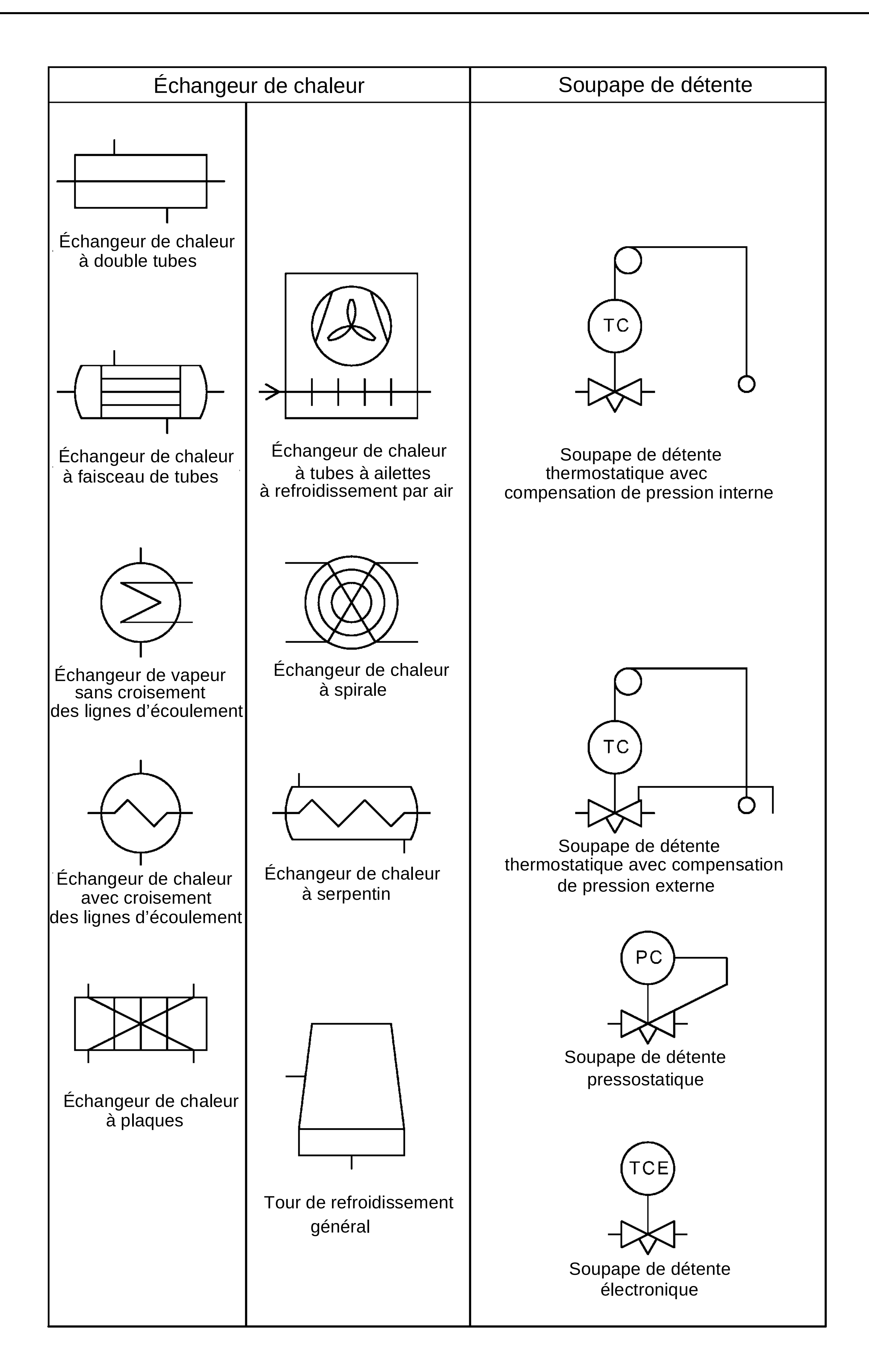
Remarque: La pièce est représentée ici aux points de mesure de surpression. Entrée et sortie se décalent sur le 3ème index.

3. Index $Y_{- - c}$: Cet index, à part les exceptions index 1 et 2 , n'existe que sur les points de mesure thermométriques. Les températures manométriques (température tirée à partir d'un point de saturation) ne possèdent pas cet index. Cet index permet également de caractériser l'état du fluide frigorigène.

Exemple:	h = surchauffé	u = surrefroidi ou liquide

10.3 Symboles graphiques (EN 1861, Avril 1998)

Compresseur	Moteurs	Exemple
Compresseur Pompe de compresseur général	Moteur électrique général	
Compresseur à piston	Moteur électrique ouvert	Compresseur à vis ouvert
Turbocompresseur	Moteur électrique refroidissement par vapeur d'aspiration	Compresseur à piston, refroidissement à vapeur d'aspiration, hermétique / semi hermétique
Compresseur à vis	Moteur électrique hermétique/ semi-hermétique	Compresseur scroll hermétique/ semi-hermétique
Compresseur scroll		
Compresseur à piston rotatif		


Échangeur de chaleur
Soupape de détente
Échangeur de chaleur à double tubes
Échangeur de chaleur à faisceau de tubes
Échangeur de chaleur à tubes à ailettes à refroidissement par air
TC
Soupape de détente thermostatique avec compensation de pression interne
Échangeur de vapeur sans croisement des lignes d'écoulement
Échangeur de chaleur à spirale
TC
Soupape de détente thermostatique avec compensation de pression externe
Échangeur de chaleur avec croisement des lignes d'écoulement
Échangeur de chaleur à serpentin
PC
Soupape de détente pressostatique
Échangeur de chaleur à plaques
Tour de refroidissement général
TCE
Soupape de détente électronique

Soupapes d'arrêt	Mécanisme de commande	Ex. Organe de détente
Soupape, général	Entraînement, général avec énergie auxilaire ou automatique	
Soupape, forme angulaire, général	Entraînement, commande manuelle	TC Évaporateur Soupape de détente avec compensation de pression interne
Soupape à trois voies, général	Entraînement par Electroaimant	
Coulisse	Entraînement à piston	TC Évaporateur Soupape de détente thermostatique avec compensation de pression interne
Robinet à tournant sphérique	Entraînement à membrane	
Soupape de sûreté, forme angulaire, commandée par ressort	Entraînement à moteur électrique	

Autres éléments		Ventilateur / Pompe
Filtre déshydrateur	Inhibiteur de flux de retour, général	Ventilateur, général
Récipient avec fond bombé	Soupape de retenue	Ventilateur axial
Séparateur, général	Verre de regard	Ventilateur radial
Séparateur chicane	Verre de regard avec indicateur d'humidité	Pompe, général
Séparateur d'huile avec éjection à flotteur	Silencieux	Pompe centrifuge
	Dispositif de chauffage ou de refroidissement, général	Pompe à engrenages

10.4 Tableau vapeur de R 134a

Tableau 10-3. Données concernant la substance R 134a (programme de calcul Solkane refrigerants Version 2.0)]

Tempéra-ture	Pression	Densité		Volume spécifique		Enthalpie spécifique		Chaleur d'évapo-ration
		du liquide	de la vapeur	du liquide	de la vapeur	du liquide.	de la vapeur	
t °C	p bar	ρ´ kg/dm^3	ρ´´ kg/m^3	v´ dm^3/kg	v´´ dm^3/kg	h´ kJ/kg	h´´ kJ/kg	r kJ/kg
-60	0,16	1,469	0,92	0,681	1082,60	123,17	359,85	236,68
-55	0,22	1,456	1,24	0,687	803,83	129,49	362,99	233,50
-50	0,29	1,443	1,65	0,693	606,45	135,75	366,14	230,39
-45	0,39	1,429	2,15	0,700	464,29	141,98	369,28	227,30
-40	0,51	1,415	2,78	0,707	360,30	148,21	372,41	224,19
-35	0,66	1,401	3,53	0,714	283,08	154,47	375,52	221,05
-30	0,84	1,387	4,45	0,721	224,97	160,78	378,61	217,84
-25	1,06	1,373	5,53	0,728	180,67	167,14	381,68	214,55
-24	1,11	1,370	5,78	0,730	173,12	168,42	382,29	213,88
-23	1,16	1,367	6,03	0,732	165,95	169,70	382,90	213,20
-22	1,22	1,364	6,28	0,733	159,14	170,98	383,51	212,53
-21	1,27	1,361	6,55	0,735	152,66	172,27	384,12	211,85
-20	1,33	1,358	6,83	0,736	146,50	173,56	384,72	211,16
-19	1,39	1,355	7,11	0,738	140,64	174,86	385,33	210,47
-18	1,45	1,352	7,40	0,740	135,06	176,15	385,93	209,78
-17	1,51	1,349	7,71	0,741	129,75	177,45	386,53	209,08
-16	1,57	1,346	8,02	0,743	124,68	178,75	387,13	208,38
-15	1,64	1,343	8,34	0,745	119,86	180,06	387,73	207,67
-14	1,71	1,340	8,68	0,746	115,26	181,37	388,33	206,96
-13	1,78	1,337	9,02	0,748	110,87	182,68	388,93	206,25
-12	1,85	1,334	9,37	0,750	106,68	183,99	389,52	205,53
-11	1,93	1,331	9,74	0,752	102,68	185,31	390,11	204,80
-10	2,01	1,328	10,12	0,753	98,86	186,63	390,71	204,07
-9	2,09	1,324	10,50	0,755	95,21	187,96	391,30	203,34
-8	2,17	1,321	10,90	0,757	91,73	189,28	391,88	202,60
-7	2,26	1,318	11,31	0,759	88,39	190,61	392,47	201,86
-6	2,34	1,315	11,74	0,760	85,21	191,94	393,06	201,11
-5	2,43	1,312	12,17	0,762	82,16	193,28	393,64	200,36
-4	2,53	1,309	12,62	0,764	79,24	194,62	394,22	199,60

Tableau 10-3. Données concernant la substance R 134a (programme de calcul Solkane refrigerants Version 2.0)]

Température	Pression	Densité		Volume spécifique		Enthalpie spécifique		Chaleur d'évaporation
		du liquide.	de la vapeur	du liquide	de la vapeur	du liquide.	de la vapeur	
t °C	p bar	ρ´ kg/dm3	ρ´´ kg/m3	v´ dm3/kg	v´´ dm3/kg	h´ kJ/kg	h´´ kJ/kg	r kJ/kg
-3	2,62	1,305	13,08	0,766	76,44	195,96	394,80	198,84
-2	2,72	1,302	13,56	0,768	73,77	197,30	395,38	198,08
-1	2,82	1,299	14,04	0,770	71,20	198,65	395,96	197,31
0	2,93	1,296	14,55	0,772	68,75	200,00	396,53	196,53
1	3,04	1,292	15,06	0,774	66,39	201,35	397,10	195,75
2	3,15	1,289	15,59	0,776	64,13	202,71	397,68	194,97
3	3,26	1,286	16,14	0,778	61,96	204,07	398,24	194,18
4	3,38	1,282	16,70	0,780	59,88	205,43	398,81	193,38
5	3,50	1,279	17,27	0,782	57,89	206,79	399,38	192,58
6	3,62	1,276	17,87	0,784	55,97	208,16	399,94	191,78
7	3,75	1,272	18,47	0,786	54,13	209,53	400,50	190,97
8	3,88	1,269	19,10	0,788	52,36	210,90	401,06	190,16
9	4,01	1,265	19,74	0,790	50,66	212,28	401,62	189,34
10	4,15	1,262	20,40	0,792	49,03	213,66	402,17	188,51
11	4,29	1,259	21,07	0,795	47,45	215,04	402,72	187,68
12	4,43	1,255	21,77	0,797	45,94	216,42	403,27	186,85
13	4,58	1,252	22,48	0,799	44,49	217,81	403,82	186,01
14	4,73	1,248	23,21	0,801	43,08	219,20	404,36	185,17
15	4,89	1,245	23,96	0,804	41,74	220,59	404,91	184,32
16	5,04	1,241	24,73	0,806	40,44	221,99	405,45	183,46
17	5,21	1,237	25,52	0,808	39,19	223,38	405,98	182,60
18	5,37	1,234	26,33	0,811	37,98	224,78	406,52	181,73
19	5,54	1,230	27,16	0,813	36,82	226,19	407,05	180,86
20	5,72	1,226	28,01	0,815	35,70	227,60	407,58	179,98
21	5,90	1,223	28,89	0,818	34,62	229,01	408,11	179,10
22	6,08	1,219	29,78	0,820	33,58	230,42	408,63	178,21
23	6,27	1,215	30,70	0,823	32,57	231,83	409,15	177,32
24	6,46	1,212	31,65	0,825	31,60	233,25	409,67	176,41
25	6,66	1,208	32,61	0,828	30,66	234,68	410,18	175,51
26	6,86	1,204	33,60	0,831	29,76	236,10	410,69	174,59
27	7,06	1,200	34,62	0,833	28,88	237,53	411,20	173,67

Tableau 10-3. Données concernant la substance R 134a (programme de calcul Solkane refrigerants Version 2.0)]

Tempéra-ture	Pression	Densité		Volume spécifique		Enthalpie spécifique		Chaleur d'évapo-ration
		du liquide	de la vapeur	du liquide	de la vapeur	du liquide	de la vapeur	
t °C	p bar	ρ´ kg/dm³	ρ´´ kg/m³	v´ dm³/kg	v´´ dm³/kg	h´ kJ/kg	h´´ kJ/kg	r kJ/kg
28	7,27	1,196	35,66	0,836	28,04	238,96	411,71	172,75
29	7,48	1,192	36,73	0,839	27,22	240,40	412,21	171,81
30	7,70	1,189	37,83	0,841	26,44	241,83	412,71	170,87
31	7,93	1,185	38,95	0,844	25,67	243,28	413,20	169,92
32	8,16	1,181	40,10	0,847	24,94	244,72	413,69	168,97
33	8,39	1,177	41,28	0,850	24,22	246,17	414,18	168,00
34	8,63	1,173	42,49	0,853	23,53	247,63	414,66	167,03
35	8,87	1,169	43,74	0,856	22,86	249,08	415,14	166,05
36	9,12	1,164	45,01	0,859	22,22	250,55	415,61	165,07
37	9,37	1,160	46,31	0,862	21,59	252,01	416,08	164,07
38	9,63	1,156	47,65	0,865	20,99	253,48	416,55	163,07
39	9,90	1,152	49,02	0,868	20,40	254,96	417,01	162,05
40	10,17	1,148	50,43	0,871	19,83	256,44	417,47	161,03
41	10,44	1,143	51,87	0,875	19,28	257,92	417,92	160,00
42	10,72	1,139	53,35	0,878	18,74	259,41	418,37	158,96
43	11,01	1,135	54,87	0,881	18,23	260,90	418,81	157,90
44	11,30	1,130	56,42	0,885	17,72	262,40	419,24	156,84
45	11,60	1,126	58,02	0,888	17,24	263,91	419,68	155,77
46	11,90	1,121	59,65	0,892	16,76	265,42	420,10	154,68
47	12,21	1,117	61,33	0,895	16,30	266,94	420,52	153,58
48	12,53	1,112	63,06	0,899	15,86	268,46	420,93	152,47
49	12,85	1,108	64,82	0,903	15,43	269,99	421,34	151,35
50	13,18	1,103	66,64	0,907	15,01	271,53	421,74	150,21
51	13,51	1,098	68,50	0,910	14,60	273,07	422,14	149,06
52	13,85	1,094	70,41	0,914	14,20	274,62	422,52	147,90
53	14,20	1,089	72,38	0,919	13,82	276,18	422,90	146,72
54	14,55	1,084	74,39	0,923	13,44	277,75	423,28	145,53
55	14,91	1,079	76,47	0,927	13,08	279,32	423,64	144,32
56	15,28	1,074	78,59	0,931	12,72	280,91	424,00	143,09
57	15,66	1,069	80,78	0,936	12,38	282,50	424,35	141,85
58	16,04	1,064	83,03	0,940	12,04	284,10	424,69	140,58

Tableau 10-3. Données concernant la substance R 134a (programme de calcul Solkane refrigerants Version 2.0)]

Température	Pression	Densité		Volume spécifique		Enthalpie spécifique		Chaleur d'évaporation
		du liquide	de la vapeur	du liquide	de la vapeur	du liquide	de la vapeur	
t °C	p bar	ρ´ kg/dm³	ρ´´ kg/m³	v´ dm³/kg	v´´ dm³/kg	h´ kJ/kg	h´´ kJ/kg	r kJ/kg
59	16,42	1,059	85,34	0,945	11,72	285,71	425,02	139,30
60	16,82	1,053	87,72	0,949	11,40	287,34	425,34	138,00
61	17,22	1,048	90,16	0,954	11,09	288,97	425,65	136,68
62	17,63	1,043	92,68	0,959	10,79	290,61	425,95	135,34
63	18,04	1,037	95,27	0,964	10,50	292,26	426,24	133,97
64	18,47	1,032	97,94	0,969	10,21	293,93	426,51	132,58
65	18,90	1,026	100,69	0,975	9,93	295,61	426,78	131,17
66	19,34	1,020	103,53	0,980	9,66	297,30	427,03	129,74
67	19,78	1,014	106,45	0,986	9,39	299,00	427,27	128,27
68	20,24	1,009	109,46	0,992	9,14	300,72	427,50	126,78
69	20,70	1,003	112,58	0,997	8,88	302,45	427,71	125,26
70	21,17	0,996	115,79	1,004	8,64	304,19	427,90	123,71
71	21,65	0,990	119,11	1,010	8,40	305,95	428,08	122,13
72	22,14	0,984	122,55	1,016	8,16	307,73	428,25	120,52
73	22,63	0,977	126,11	1,023	7,93	309,52	428,39	118,87
74	23,13	0,971	129,79	1,030	7,70	311,33	428,51	117,19
75	23,65	0,964	133,60	1,037	7,48	313,15	428,62	115,46
76	24,17	0,957	137,56	1,045	7,27	315,00	428,70	113,70
77	24,70	0,950	141,67	1,052	7,06	316,86	428,76	111,90
78	25,23	0,943	145,95	1,060	6,85	318,74	428,79	110,05
79	25,78	0,936	150,40	1,069	6,65	320,64	428,80	108,15
80	26,34	0,928	155,03	1,078	6,45	322,57	428,77	106,21
81	26,90	0,920	159,87	1,087	6,26	324,51	428,72	104,21
82	27,48	0,912	164,92	1,096	6,06	326,48	428,63	102,15
83	28,06	0,904	170,22	1,106	5,87	328,47	428,50	100,04
84	28,66	0,895	175,77	1,117	5,69	330,48	428,34	97,86
85	29,26	0,887	181,60	1,128	5,51	332,52	428,12	95,61
86	29,88	0,878	187,75	1,140	5,33	334,58	427,86	93,29
87	30,51	0,868	194,25	1,152	5,15	336,67	427,55	90,88
88	31,14	0,858	201,14	1,165	4,97	338,78	427,17	88,39
89	31,79	0,848	208,48	1,179	4,80	340,92	426,72	85,80

Tableau 10-3. Données concernant la substance R 134a (programme de calcul Solkane refrigerants Version 2.0)]

Tempéra-ture	Pression	Densité		Volume spécifique		Enthalpie spécifique		Chaleur d'évapo-ration
		du liquide	de la vapeur	du liquide.	de la vapeur	du liquide	de la vapeur	
t °C	p bar	ρ´ kg/dm^3	ρ´´ kg/m^3	v´ dm^3/kg	v´´ dm^3/kg	h´ kJ/kg	h´´ kJ/kg	r kJ/kg
90	32,45	0,837	216,31	1,195	4,62	343,09	426,20	83,10
91	33,12	0,826	224,73	1,211	4,45	345,29	425,58	80,29
92	33,80	0,813	233,84	1,229	4,28	347,53	424,86	77,33
93	34,49	0,801	243,77	1,249	4,10	349,79	424,00	74,21
94	35,19	0,787	254,71	1,271	3,93	352,08	422,99	70,91
95	35,91	0,771	266,92	1,296	3,75	354,41	421,78	67,37
96	36,64	0,755	280,84	1,325	3,56	356,77	420,30	63,53
97	37,39	0,736	297,17	1,359	3,37	359,17	418,44	59,27
98	38,14	0,714	317,43	1,400	3,15	361,60	415,97	54,37
99	38,92	0,687	346,24	1,455	2,89	364,07	412,16	48,09
100	39,71	0,650	636,32	1,537	1,57	366,58	375,04	8,46
101,06	40,56	0,515	515,30	1,941	1,94	390,05	390,05	0,00